



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**  
etsii UPCT

# **DISEÑO DE UNA PLATAFORMA ARTICULADA DE TIJERA CON ACTIVACIÓN HIDRÁULICA PARA ELEVAR UNA CARGA NOMINAL DE 3000Kg SALVANDO UNA ELEVACIÓN ENTRE COTAS DE 4m EN EL INTERIOR DE UN ALMACÉN**

**Titulación:** Ingeniería Técnica  
Industrial esp. Mecánica

**Alumno:** Juan Antonio Ruiz Mula  
**Director:** D. Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 13 de Mayo de 2013



Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

Nº  
hoja

Nº  
hojas

# Índice

-

-

## Índice

### DOCUMENTO Nº1: MEMORIA

ANEJO Nº1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

ANEJO Nº2: INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA UTILIZADA

ANEJO Nº3: PROGRAMAS INFORMATICOS UTILIZADOS

### DOCUMENTO Nº2: PLANOS

### DOCUMENTO Nº3: PLIEGO DE CONDICIONES

PLIEGO DE CONDICIONES PARTICULARES

TÍTULO I: CONDICIONES LEGALES

TÍTULO II: CONDICIONES TÉCNICAS

TÍTULO III: CONDICIONES ECONÓMICAS

### DOCUMENTO Nº4: PRESUPUESTO





Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



# Documento Número 1:


# Memoria

**DISEÑO DE UNA PLATAFORMA ARTICULADA DE  
TIJERA CON ACTIVACIÓN HIDRÁULICA PARA  
ELEVAR UNA CARGA NOMINAL DE 3000Kg  
SALVANDO UNA ELEVACIÓN ENTRE COTAS DE  
4m EN EL INTERIOR DE UN ALMACÉN**

**Titulación:** Ingeniería Técnica  
Industrial esp. Mecánica


**Alumno:** Juan Antonio Ruiz Mula  
**Director:** D. Miguel Lucas Rodríguez



	<p>Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén</p> <p><b>Documento Número 1: Memoria</b></p>	<p>Nº hoja</p> <p>-</p>	<p>Nº hojas</p> <p>-</p>
--	--	-----------------------------	------------------------------

## Índice

DOCUMENTO Nº1: <u>MEMORIA</u> .....	1
CAPÍTULO I: ANTECEDENTES.....	1
CAPÍTULO II: OBJETO.....	1
CAPÍTULO III: REGLAMENTO INDUSTRIAL APLICADO Y BIBLIOGRAFÍA.....	1
CAPÍTULO IV: DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES .....	2
CAPÍTULO V: EMPLAZAMIENTO .....	2
CAPÍTULO VI: ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD.....	2
CAPÍTULO VII: MEMORIA MEDIOAMBIENTAL .....	2
CAPÍTULO VIII: CONEXIÓN CON EL EXTERIOR .....	2
CAPÍTULO IX: MAQUINARIA Y EQUIPOS NECESARIOS .....	3
CAPÍTULO X: PLAN DE OBRA .....	3
CAPÍTULO XI: FORMA DE PAGO .....	3
CAPÍTULO XII: PRESUPUESTO .....	3
CAPÍTULO XIII: AGRADECIMENTOS .....	4
CAPÍTULO XIV: CONCLUSIÓN DE MEMORIA .....	4
CAPÍTULO XV: DOCUMENTO QUE CONSTA ESTE PROYECTO .....	5
CAPÍTULO XVI: MEMORIA DESCRIPTIVA .....	6

	<p>Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén</p>	<p>Nº hoja</p>	<p>Nº hojas</p>
	<p>Documento Número 1: Memoria</p>	<p>1</p>	<p>6</p>

## DOCUMENTO N°1: MEMORIA

### CAPÍTULO I: ANTECEDENTES

Don Miguel Lucas Rodríguez en calidad de profesor de la asignatura Proyecto Fin de Carrera (código 128213006) del Departamento de Mecánica situado en el edificio de la Muralla del Mar de la Universidad Politécnica de Cartagena (U.P.Ct.), propone el proyecto fin de carrera “Montacargas industrial”. El alumno Juan Antonio Ruiz Mula acepta la realización de dicho proyecto con fecha de 25 de Julio de 2012.

### CAPITULO II: OBJETO

El propósito de dicho proyecto es el diseño de un montacargas industrial para carga de hasta 3000 kg, con capacidad para salvar un piso de altura, que funcionará en un pequeño almacén.

### CAPÍTULO III: REGLAMENTO INDUSTRIAL APLICADO, Y BIBLIOGRAFÍA UTILIZADA

- Norma UNE-EN 81-31 de Enero 2011. Título: Reglas de seguridad para la fabricación e instalación de montacargas. Montacargas únicamente para el transporte de mercancías. Parte 31: Montacargas accesibles sólo para cagas [1]
- Norma UNE-EN 10025-2. Productos laminados en caliente de acero para estructuras [2]
- Norma UNE-EN 10035-3. Productos laminados en caliente de acero para estructuras[3]
- UNE-36001:1978. Productos férreos. Definiciones. [4]
- Documento Básico SE-A Seguridad estructural Acero (Texto modificado por RD 1371/2007, de 19 de octubre (BOE 23/10/2007) y corrección de errores (BOE 25/01/2008) [5]
- Reglamento Aparatos Eléctricos (R.A.E.)[6]
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión del 2002. (REBT) [7]
- Norma UNE 1-026-83 e ISO 5455: 1996. Escalas [8]
- Norma UNE- 1032-82. Espesores de líneas en el dibujo industrial [9]
- *Resistencia de Materiales* de los autores Timoshenko-James M. Gere (5ª edición)[10]
- *Resistencia de Materiales* del autor D. Avelino Samartin Quiroga [11]
- *Resistencia de Materiales* del autor D. Ignacio Herrera Navarro [12]
- *Diseño en Ingeniería Mecánica* de los autores Joseph Edward Shigley, y Larry D. Mitchell. (Cuarta edición; Tercera edición en español)[13]
- *Elementos de Máquinas* de los autores Bernard J. Hamrock, Bo O. Jacobson y Steven R. Schmid [14]
- *Mecánica, Bachillerato Everest*, (primera edición) de los autores José Antonio Fidalgo Sánchez, Manuel Ramón Fernández Pérez, Noemí Fernández, y Emilio Ricardo Gutiérrez Álvarez [15]
- *Dibujo Industrial* autores D. Jesús Félez y Mª Luisa Martínez [16]
- *Aceros de alta resistencia* autor José Antonio Garcia-Poggio (editado por Editorial Montecorvo, año 1965) [17]
- *Diseño de Elementos de Máquinas* del autor Mott [18]
- Ayuda del programa informático *MEFI* del profesor D. Pedro Martínez (Universidad Politécnica de Cartagena) [19]
- SAE Handbolok [20]
- Catálogo comercial empresa *Hermanos Pérez e Hijos s.r.l.* [21]
- Catálogo comercial empresa *metal service. S.l.*[22]
- Catálogo comercial empresa *Stern hidráulica s.a* [23]
- Catálogo comercial grupo *CELO Screws Technology* [24]
- Catálogo comercial empresa *MEC-LEVEN* [25]
- Catalogo comercial “*DIPRAX SL. Equipos hidráulicos estándar*” [26]
- Catalogo comercial empresa *Fonher sa* [27]
- Catálogo comercial empresa *J.M.L. UFT COMPONENTES* [28]
- Catalogo comercial empresa *Forch* [29]
- Catalogo empresa *Aprius* ([info@blitz.es](mailto:info@blitz.es)) [30]



## Documento Número 1: Memoria

- Página informática de la empresa *ADM Reciclados* (<http://www.paletsmadrid.com/>) [31]
- Página informática *www. detallesconstructivos.net* [32]
- <http://es.answers.yahoo.com/question/index?qid=20081107224117AAsp0fM> [33]
- <http://www.monografias.com/trabajos14/choque/choque.shtml#ENERG> [34]
- Prontuario comercial de la empresa *UAHE.2001* (UNE EN 1055-95) [35]
- *www. wiju.es* *www.tusamuncion.com* [36]
- Blog de la electricidad e informática (*blogdelaelectricidad.blogspot.com*) [37]
- Catálogo de la empresa *FEGEMU AUTOMATISMOS* [38]
- Catálogo de la empresa *FINDER* [39]

### CAPÍTULO IV: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

#### 1.4.1.- Descripción de la instalación eléctrica

La planta dispone de un suministro eléctrico de baja tensión, formado por una conexión trifásica a una tensión 380/220V.

#### 1.4.2. Descripción de la instalación de aire comprimido.

La planta no dispone de instalación de aire comprimido.

#### 1.4.3.- Descripción de la instalación de protección contra incendios y emergencias.

Queda subscrito al Proyecto del Local donde opera el aparato Montacargas Industrial.

### CAPÍTULO V: EMPLAZAMIENTO

El equipo, montacargas industrial, se situara en el sótano-almacén (local subterráneo) de un establecimiento de tamaño medio. Comunicando el sótano-subterráneo con una pequeña trastienda localizada en la planta superior; en esta planta se encuentra la venta al público. La distancia entre suelos es de 4 metros de altura. Desde el piso superior hasta la cubierta hay una altura de 3,8 metros. Cubierta en la que no está permito la fijación de máquinas.

La estructura sustentadora se introducirá en un foso de dimensiones 1,8 x 2,5 m, realizado en el piso del sótano-almacén junto a una pared lateral. Para que quede la plataforma a ras del piso, cuando este el mecanismo de elevación en su cota más baja.

### CAPÍTULO VI: ESTUDIO DE SEGURIDAD Y SALUD

Al ser un “Proyecto Pequeño” se desarrolla en el ANEJO Nº6: ESTUDIO BÁSICO DE SEGURIDAD Y SALUD, correspondiente al local del establecimiento donde opera el Montacargas Industrial.

### CAPÍTULO VII: MEMORIA DE ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

Se desarrolla en el ANEJO Nº7: MEMORIA MEDIOAMBIENTAL, correspondiente al local del establecimiento donde opera el Montacargas Industrial.

### CAPÍTULO VIII: CONEXIÓN CON EL EXTERIOR

El establecimiento comercial cuenta con las acometidas necesarias: electricidad y agua; para el montaje e instalación del equipo montacargas industrial. Por lo tanto, no es necesario el montaje de cuadros eléctricos, y cisternas.



## Documento Número 1: Memoria

Existe una escalera desde el sótano-almacén hacia la trastienda del piso superior, que está en la misma planta donde se despacha al público. Lógicamente este lugar de despacho comunica a la vía pública. También hay otro acceso desde la calle exterior al sótano-almacén, por donde se realiza el aprovisionamiento de mercancías. Éste acceso consisten en una rampa transitable por vehículos.

Sin embargo sí se hace obligatorio, en cumplimiento con la Ordenanza Municipal “Sobre Protección del Medioambiente Contra Ruidos y Vibraciones” -de algunos ayuntamientos-, la colocación de contenedores especiales para depositar escombros.

### CAPÍTULO IX: MAQUINARIA Y EQUIPOS NECESARIOS

Se hace necesario el alquiler de una grúa de accionamiento manual, y de un andamio.

### CAPÍTULO X: PLAN DE OBRA

Este capítulo se desarrollaría en el ANEJO: PLAN DE OBRA; aunque, debido a la pequeña envergadura del proyecto no se hace necesario su redacción.

### CAPÍTULO XI: FORMA DE PAGO

La modalidad de pago elegida será “LLAVE EN MANO”, es decir, la realización de todo el proceso de Proyectar, Tramitación, Ejecución de Obra, y Puesta en Marcha.

### CAPÍTULO XII: JUSTIFICACIÓN DE PRECIOS

Los precios utilizados provienen en su mayoría de las siguientes catálogos comerciales y páginas oficiales de organismos de comunidades autónomas:


- Base de Costes de la Construcción de Andalucía. Precios básicos
- Catálogo comercial de la empresa *Celo Screws Technology*
- Página informática *Construmática*
- Página informática de la empresa *Incafe*
- Catálogo comercial de la empresa *Goodfellow*
- Catálogo comercial de la empresa *Fonher s.a.*

### CAPÍTULO XIII: PRESUPUESTO

#### Resumen del presupuesto

Capítulo I. Tornillería.....	413,28€
Capítulo II. Elementos estructurales del montacargas .....	3.425,10€
Capítulo III. Elementos estructura cerramiento .....	5.471,42€
Capítulo IV. Hidráulica.....	2.781,00€
Capítulo V. Cuadro eléctrico .....	102,32€
Capítulo VI. Guiado .....	106,80€
Capítulo VII. Pintura .....	18,58€
Capítulo VIII. Alquiler de maquinaria .....	110,00€
Capítulo IX. Mano de obra .....	3.916,00€

TOTAL= 16.344,50 €

	<p>Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén</p> <p style="text-align: center;"><b>Documento Número 1: Memoria</b></p>	<p>Nº hoja</p>	<p>Nº hojas</p>
		<p>4</p>	<p>6</p>

Asciende el presupuesto general de ejecución material del proyecto a la cantidad a **Dieciséis mil trescientos cuarenta y cuatro euros, con cincuenta céntimos** (16.344,50 €)

- Resumen ejecución por contrata= 16.344,50 €
- 6% Beneficio industrial= 980,67 €
- Total= 1,06x Resumen ejecución por contrata= 17.325,17 €

Asciende el presupuesto general de ejecución por contrata del proyecto a la cantidad a **Diecisiete mil trescientos veinticinco euros, con diecisiete céntimos** (17.325,17 €)

En Documento Número 4.

#### CAPÍTULO XIV: AGRADECIMIENTOS

En el plano particular:

A mi tutor (director) de proyecto, el dicharachero y conspicuo (valga la sinonimia) D. Miguel Lucas Rodríguez, por su infinita paciencia; con la cual, me ha hecho recuperar la confianza por estos lares del conocimiento.

A los profesores del Departamento de Estructuras y Construcciones, Dr. José Luís Moreno Guerrero, y Dr. Pedro J. Castejón Martínez; además del eximio profesor, del Departamento de Ingeniería de Materiales y Fabricación, D. Fernando I. Del Río Astorqui, por sus asesoramientos altruistas hacia mi persona.

A los ingenieros D. Antonio Campillo, y, J. G. por la documentación suministrada; igualmente a los ingenieros D. Francisco Franco, y Héctor Martínez Rodríguez.

A los ingenieros, en potencia, Antonio Alberto Segura Ruiz, Sonia Ortuño Mula, Pedro Antonio Martínez Jiménez, Alberto Yagües Moreno, y Miguel Á. Martínez Sánchez; de la misma forma, al potencial director y administrador de empresas Patricio Rojo Bermejo.


A los profesores D. José Luís Muñoz Lozano, y D. Alfonso Fuentes Aznar por su posicionamiento.

En el plano general:

A mis padres Roque y Ascensión por los momentos de zozobra e incertidumbre; a mi hermana Ana María por las malas palabras; y a toda mi familia: padrinos, abuelos, tíos, primos...

A mis AMIGOS que me acompañan desde el colegio, y los hechos en este periplo. Los primeros por no haberme olvidado en este encierro académico, y por el auxilio prestado en las demencias transitorias. A los segundos por la ayuda prestada en este viaje a ninguna parte.

A Dios por haberme mantenido, y mantenerme, en este vía crucis. Cuya fe me ha infundido vigor para seguir adelante.

	<p>Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén</p> <p><b>Documento Número 1: Memoria</b></p>	<p>Nº hoja</p> <p>5</p>	<p>Nº hojas</p> <p>6</p>
--	--	-----------------------------	------------------------------

## CAPÍTULO XV: DOCUMENTOS QUE COSNTA ESTE PROYECTCO

### Documento Número 1: Memoria

Memoria: Descriptiva

Anejo Número 1: Cálculos justificativos

Anejo Número 2: Información complementaria utilizados

Anejo Número 3: Programas informáticos utilizados

### Documento Número 2: Planos

Plano nº1: Plano de conjunto Montacargas Industrial

Plano nº2: Montacargas y cerramiento. Estructura

Plano nº3: Plataforma del Montacargas Industrial

Plano nº4: Barras de sustentación

Plano nº5: Base del Montacargas Industrial

Plano nº6: Viga de apoyo del pistón hidráulico

Plano nº7: Bulones pistón hidráulico

Plano nº8: Bulones barras de sustentación

Plano nº9: Casquillo y Rodillos

Plano nº10: Protecciones-mirillas del apoyo móvil platforma

Plano nº11: Alzas Base y Alza Plataforma

Plano nº12: Cerramiento Montacargas

Plano nº13: Placas de anclaje cerramiento

Plano nº14: Esquema eléctrico Montacargas Industrial

Plano nº15: Esquema hidráulico (Oleodinámico)

### Documento Número 3: Pliego de condiciones

Pliego de condiciones particulares.

### Documento Número 4: Presupuesto



Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

Nº  
hoja

Nº  
hojas

## Documento Número 1: Memoria

6

6

### CAPÍTULO XVI: MEMORIA DESCRIPTIVA

Estimando que para la realización de este proyecto se han tenido en cuenta las prescripciones de la legislación vigente, y que de acuerdo con ellas se han cubierto las condiciones impuestas por la especificación entregada por el profesor de la asignatura “Proyecto Fin de Carrera” Don Miguel Lucas Rodríguez, se somete a la aprobación del tribunal evaluador.

Dado por terminado en Lorca a 30 de Abril de 2013

Alumno Juan Antonio Ruiz Mula

Cartagena, a 31 de Octubre de 2012



# Anejo Número 1:

# Cálculos Justificativos

**DISEÑO DE UNA PLATAFORMA  
ARTICULADA DE TIJERA CON  
ACTIVACIÓN HIDRÁULICA PARA ELEVAR  
UNA CARGA NOMINAL DE 3000Kg  
SALVANDO UNA ELEVACIÓN ENTRE  
COTAS DE 4m EN EL INTERIOR DE UN  
ALMACÉN**

**Titulación:**

Ingeniería Técnica  
Industrial esp. Mecánica

**Alumno:**

Juan Antonio Ruiz Mula

**Director:**

D. Miguel Lucas Rodríguez





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### ANEJO NÚMERO 1: CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

#### Índice

1. Plataforma .....	8
1.1 Vigas de parrilla longitudinales .....	8
1.2 Vigas de parrilla transversales.....	21
1.3 Vigas marco.....	21
1.4 Embrochalado .....	28
1.5 Cerramiento de la plataforma .....	28
2. Barras de sustentación .....	35
2.1 Panoplia .....	35
2.2 Pistón hidráulico.....	44
2.3. Esfuerzos experimentados por las barras de sustentación.....	48
2.4 Dimensiones de Barras de sustentación .....	61
2.5 Estudio a mecánica de la fractura de las barras de sustentación .....	68
2.6 Comprobación de Pandeo en las barras de sustentación .....	74
3. Bulones-pasadores .....	77
4. Taladros .....	87
5. Tolerancias dimensionales .....	90
6. Viga de apoyo .....	100
7. Rodillo del apoyo móvil .....	109
8. Base del montacargas .....	115
9. Estabilidad del montacargas industrial .....	119
10. Guías .....	123
11. Velocidad .....	131
11.1 Selección del grupo hidráulico .....	136
12. Componentes eléctricos del montacargas industrial .....	136
13. Cerramiento habitáculo del montacargas industrial .....	136
13.1 Estructura del cerramiento .....	136
13.2 Placa de anclaje del pilar .....	140
13.3 Placa de anclaje vigas laterales.....	146
13.4 Paredes del cerramiento .....	148
14. Conclusiones .....	232



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 1. Plataforma

Se inician los cálculos del montacargas objeto del presente proyecto por el bastidor, al ser el elemento que primero soporta la carga nominal.

#### 1.1 Vigas de parrilla longitudinales

El peso a elevar no será superior a 3000 kg, pero además, hay que tener presentes cargas adicionales como:

- El peso de la *transpaleta*: una *transpaleta* electrónica de tamaño (capacidad) media-grande está sobre 700 kg [2, Anejo Nº1] Aunque existen *transpaletas* de mayores dimensiones [2, Anejo Nº2]

Se toman los valores característicos de una *transpaleta* de tamaño medio-grande para no sobredimensionar el bastidor de la plataforma. Por ser poco probable la elevación en el montacargas de una *transpaleta* de grandes dimensiones a la misma vez que la carga.

- El peso de los palés: un palé pesa aproximadamente 30 kg [3, Anejo Nº2]

Se diseña para criterio más desfavorable, obteniéndose la siguiente expresión:

$$P = \frac{Q_{carga}}{n^{\circ}palés} + Q_{palé} \quad RA = \frac{(\frac{3000}{n^{\circ}palés} + 30) * 9,81}{n^{\circ}apoyos} + RA$$

donde:

- P, carga puntual aplicada por el apoyo de un palé sobre el bastidor de la plataforma
- Q<sub>carga</sub>, es el peso total de la carga
- Q<sub>palé</sub>, es el peso propio del palé; n<sup>º</sup>apoyos, referidos al palé
- RA es la reacción del peso propio de la *transpaleta* en su apoyo (rueda) delantero

Puesto que no es posible determinar con exactitud la posición del palé en la plataforma, se toma como hipótesis el caso más desfavorable *mayorando* las cargas sobre la viga.

Tomando un peso de Q<sub>transpaleta</sub> = 700kg para la *transpaleta*, mediante el empleo de las ecuaciones de equilibrio se obtienen las reacciones en los apoyos de la misma.

$$Q_{transpaleta} = 700kg * 9,81 m/s^2 = 6867 N \sim 7000N$$

$$\Sigma F_y = 0; -7000 N / 2 + RA + RB = 0; \quad RA = 350 N$$

$$\Sigma MA = 0; -7000 N * 1350 + RB * 1500 = 0; \quad RB = 6300 N$$

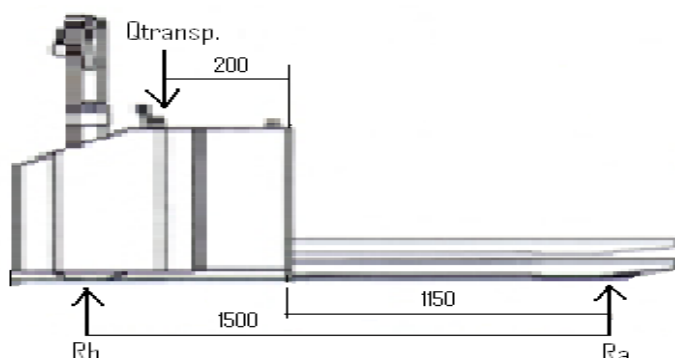


Figura. Distribución de fuerzas de la *transpaleta*



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El largo del palé es de 1,20 m, por tanto, la carga para este modelo es:

$$p = P/L_{\text{palé}} = 12760 \text{ N} / 1,20\text{m} = 10634 \text{ N/m}$$

donde: p, carga uniforme transmitida por el apoyo del palé.

El bastidor de la plataforma, del montacargas, tiene un esquema como sigue: 2 vigas marco; 6 vigas de parrilla longitudinales; y 10 vigas de parrilla transversales.

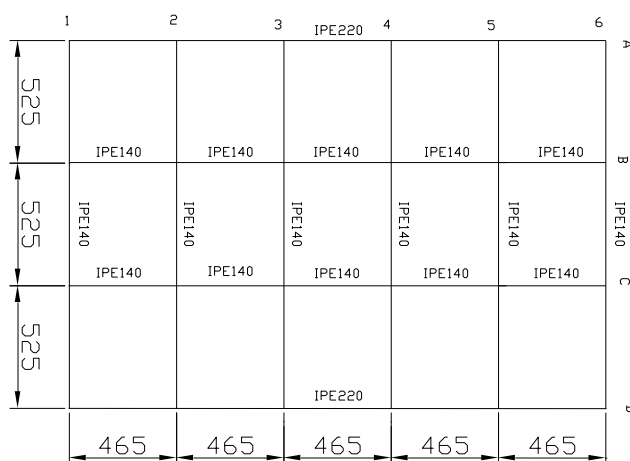


Figura. Esquema de plataforma del montacargas

Las vigas de parrilla transversales irán embrochadas a las vigas de parrilla longitudinales; y estas a su vez a las dos vigas marco.

Las dimensiones de la plataforma serán 2470mm de largo; por 1685 mm ancho habiéndose determinado en función del hueco disponible, la holgura hueco-plataforma, y la dimensión de la guía-deslizadora.

$$\text{ancho} = \text{anchohueco} - \text{holgura} - \text{deslizadora} = 1800 - 15 - 100 = 1685 \text{ mm}$$

Se supone inicialmente un perfil comercial [12] del tipo IPE-220, que junto con el ancho del hueco (foso) proporcionado en el pliego de condiciones del proyecto y cumpliendo la normativa Española UNE- 81 -31 de enero de 2011[4, Anejo Nº2], deja un valor de 15 mm para la holgura, la deslizadora colocada por la parte interior a la plataforma, entre la viga marco y la pared, y el montaje normalmente de 3mm por convenio. La longitud de la viga es:

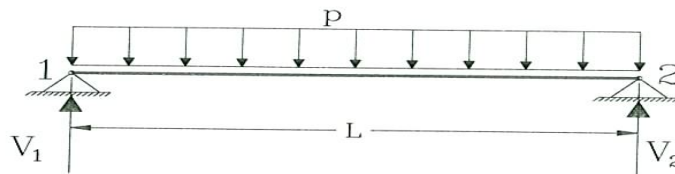
$$\begin{aligned} L_{\text{viga}} &= \text{Ancho hueco} - \frac{1}{2} b_{\text{IPE-220}} - \frac{1}{2} b_{\text{IPE-220}} - \frac{1}{2} t_{\text{WIPE-220}} - \frac{1}{2} t_{\text{WIPE-220}} - \text{Holgura} - \text{Deslizadora} - \text{Montaje} \\ &= \text{Ancho hueco} - (b_{\text{IPE-220}} + t_{\text{WIPE-220}} + \text{Holgura} + \text{Deslizadora} + \text{Montaje}) \\ &= 1800 - (110 + 5,9 + 15 + 100 + 3) = 1566\text{mm} \sim 1565\text{mm} = 1,565 \text{ m} \end{aligned}$$

Para el estudio del comportamiento de la estructura de la plataforma se van a utilizar los siguientes modelos matemáticos de cálculo [11] "Viga simplemente apoyada. Carga uniforme":



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### A3.2.- Viga simplemente apoyada. Carga uniforme.



Reacciones :  $V_1 = V_2 = \frac{pL}{2}$

Cortantes:  $Q = -p\left(\frac{L}{2} - x\right)$

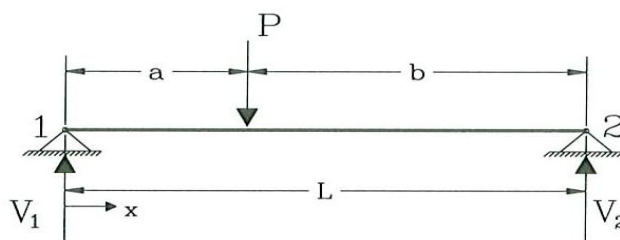
Momentos flectores:  $M = \frac{px}{2}(L - x)$  ;  $M_{\max} = \frac{pL^2}{8}$  en  $x = \frac{L}{2}$

Giros:  $\theta_1 = -\theta_2 = -\frac{pL^3}{24EI}$

Flechas: 
$$\begin{cases} v = -\frac{px}{24EI}(x^3 - 2Lx^2 + L^3) \\ v_{\max} = -\frac{5}{384} \frac{pL^4}{EI} \end{cases}$$

También se empleará el modelo “Viga Simplemente apoyada. Carga puntual”:

### A3.1.- Viga simplemente apoyada. Carga puntual.



Reacciones:  $V_1 = -\frac{Pb}{L}$  ;  $V_2 = \frac{Pa}{L}$

Cortantes:  $Q|_0^a = -\frac{Pb}{L}$  ;  $Q|_a^L = \frac{Pa}{L}$

Momentos flectores:

$M|_0^a = \frac{Pb}{L}x$  ;  $M|_a^L = \frac{Pa}{L}(L - x)$

$M_{\max} = \frac{Pab}{L}$  en  $x = a$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Con ayuda de un programa informático de cálculo se han realizado las operaciones para determinar reacciones, cortantes y momentos flectores, según los modelos anteriores; con los resultados que se exponen a continuación:

Viga simplemente apoyada. Carga puntual

Cargas transpaleta

Peso transpaleta (kN)

7

S Fy=0

RA (kN) 0,35

SMA=0

RB (kN) 6,3

Lviga (m)

1,565

a (m)

1,35

b (m)

0,215

V1transp(kN)

-0,86549521

V2 transp(kN)

5,43450479

Mmáx (kN m)

1,16841853

Para las uniones soldadas de las vigas del montacargas se utiliza el modelo de nudo articulado (no se transmiten momentos flectores). Por tanto, se realizará un *embrochalamiento* (o abrochado) de las vigas [5 Anejo N°2], que tiene la siguiente expresión:

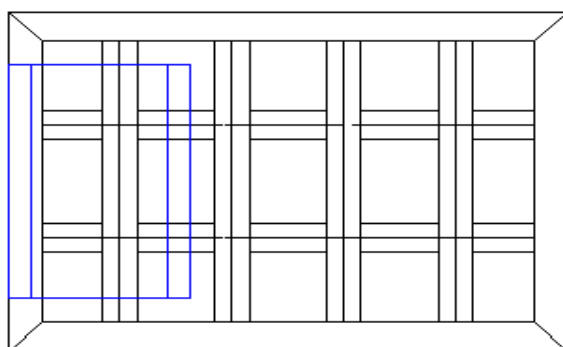
$$l \leq \frac{2}{3}$$

donde:

- l es la longitud soldada en la unión
- H es la altura de la viga de menor dimensión

Para predecir cómo se comportará la plataforma bajo diferentes combinaciones de cargas, en base a las consideraciones anteriores, se estudian diferentes modelos:

En el modelo a) se posiciona el palé en forma longitudinal, es decir, se introduce de punta en la plataforma. Haciendo coincidir, en superposición, uno de los apoyos del palé con una de las vigas de parrilla de bastidor.



modelo a) Viga simplemente apoyada.  
Carga uniforme/ Palé longitudinal

Como la carga de una de los apoyos del palé lo soporta una viga de parrilla, se supone el modelo de "Carga uniforme" antes expuesto. Además, se tiene que considerar la influencia del peso de la *transpaleta*.

modelo a) Viga simple apoyada. Carga uniforme/ Palé (0,8x1,2)

longitudinal

P (kN)

15,21215

P (kN/m)

12,67679167

Lpalet (m)

1,2

V<sub>1</sub>=V<sub>2</sub> (kN)

9,919589479

Lviga (m)

1,565

M<sub>máx</sub> (x=L/2)

3,881039384

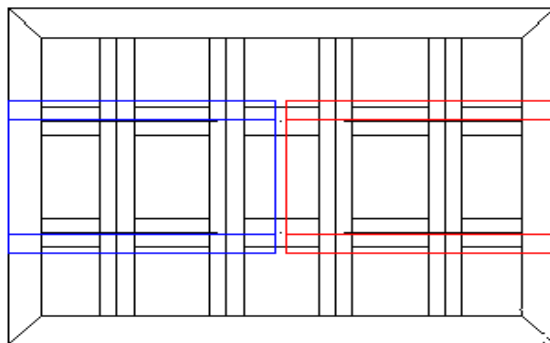
Lviga/2 (m)

0,875



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En el modelo b) se tienen dos palés colocados en forma transversal, es decir, en posición lateral.

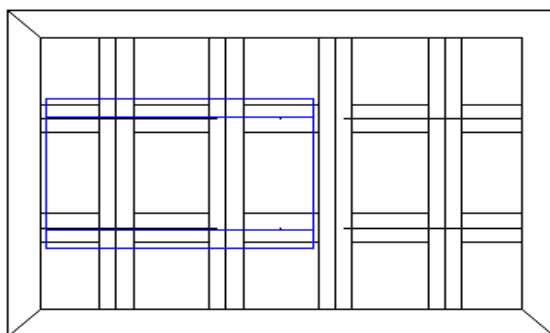


modelo b) viga simpl. apoyada. Carga uniforme/2 palés transversal

El palé ejerce las cargas directamente sobre las vigas de parrilla longitudinales. Se busca que el peso se reparta entre dos vigas, por ser este caso más desfavorable, (aunque también será posible el reparto entre tres vigas)

En esta ocasión hay que considerar la fuerza  $R_B$ , de la *transpaleta*, pues se está considerando modelo de "Carga puntual" sobre la viga.

En el modelo c) aquí se encuentra un palé colocado en posición transversal. Es igual que el modelo b) pero con un solo palé.



modelo c) Viga simplemente apoyada. Carga puntual/Palé transversal

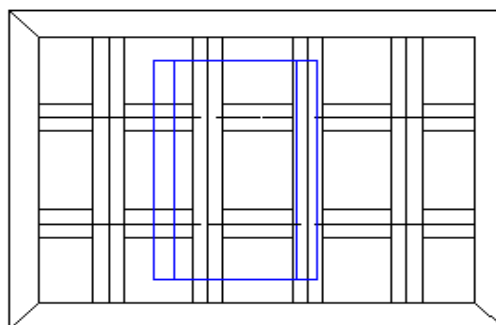
modelo c) Viga simplemente apoyada. Carga puntual/ Palé (0,8x 1,2) de forma transversal, en el centro de un lateral

P (kN)	7,7810	método de superposición		
		$a'=b''$ (m)	0,475	
Lviga (m)	1,565	$b'=a''$ (m)	1,09	
		$V1'$ (kN)	-5,41940687	$V1 = V1' + V1'' + V1\text{transp}$ -8,6465702
		$V1''$ (kN)	-2,36166813	$V2 = -V1' - V1'' + V2\text{transp}$ 13,2155798
		$M_{\text{máx}}'$ (kN m)		
		( $x=a$ )	2,574218263	$M_{\text{máx}} = 2M_{\text{máx}}' + M_{\text{máxtransp.}}$ 6,31685506



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En el modelo d) en esta ocasión se tiene un palé colocado de forma longitudinal. La novedad es que los apoyos del palé caen sobre las vigas de parrilla transversales.



modelo d) Viga simplemente apoyada  
Carga puntual/ Palé longitudinal

Primero se han calculado las fuerzas sobre las vigas transversales, utilizando el modelo de "Carga puntual", sobre "Viga simplemente apoyada".

Una vez halladas las fuerzas anteriores, para calcular las fuerzas que experimenta la viga de parrilla longitudinal, se ha empleado el Método de Superposición.

Se tiene que tener en cuenta la reacción  $R_B$  de la *transpaleta*, actuante en la viga de parrilla longitudinal.

modelo d) Viga simplemente apoyada. Carga puntual / Palé longitudinal

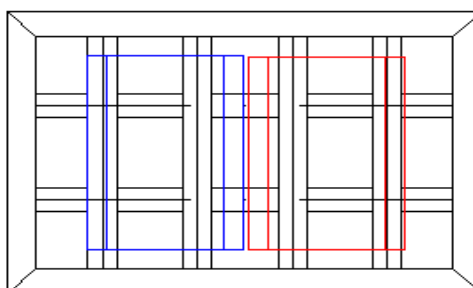
Viga transversal

P (kN)	7,781075	a (m)	0,335
Lviga transv. (m)	0,49	b (m)	0,155
		V <sub>1</sub> (kN)	-2,46136046
		V <sub>2</sub> (kN)	5,319714541
		M <sub>máx</sub> (kN m)	
		(x=a)	0,824555754

Viga longitudinal. Método superposición.

P(kN)=V <sub>2</sub> (kN)	5,319714541	a'=b" (m)	0,5833		
Lviga (m)	1,565	b'=a" (m)	0,9817		
		V <sub>1</sub> ' (kN)	-3,33697365	V <sub>1</sub> =V <sub>1</sub> '+V <sub>1</sub> " +V <sub>1transp.</sub>	-6,1852
		V <sub>1</sub> " (kN)	-1,98274089	V <sub>2</sub> =-V <sub>1</sub> '-V <sub>1</sub> " +V <sub>2transp.</sub> (kN)	10,7542
		M <sub>máx</sub> ' (kN m)		M <sub>máx</sub> =2*M <sub>máx</sub> ' + M <sub>máxtransp</sub>	
		(x=a)	1,946456731	(kN m)	5,0613

modelo e) la diferencia con el caso d) es que hay que utilizar dos veces el Método de Superposición, pues caen sobre las vigas de parrilla transversales la carga de los apoyos de los dos palés por donde se adosan.



modelo e) Viga simpl. apoyada. Carga puntual/2 palés longitudinal



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

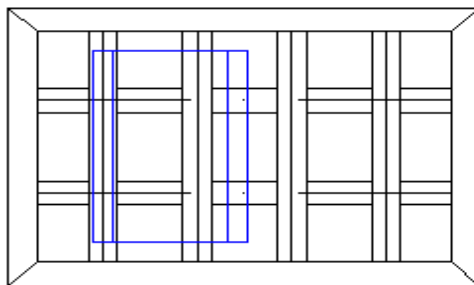
modelo e) Viga simplemente apoyada. Carga puntual / 2 palés (0,8x1,20) longitudinal adosados  
Viga transversal. Método Superposición.

P (kN)	4,102325		
Lviga transversal (m)	0,49	a' (m)	0,31
		b' (m)	0,18
		V <sub>1</sub> ' (kN)	-1,50697653
		V <sub>2</sub> ' (kN)	2,595348469
		M <sub>máx</sub> ' (kN m)	
		(x=a')	0,467162724
		a'' (m)	0,335
		b'' (m)	0,155
		V <sub>1</sub> '' (kN)	-1,29767423
		V <sub>2</sub> '' (kN)	2,804650765
		M <sub>máx</sub> '' (kN m) (x=a'')	0,434720869
		V <sub>1</sub> = V <sub>1</sub> '+V <sub>1</sub> ''	-2,8046507
		V <sub>2</sub> = V <sub>2</sub> '+V <sub>2</sub> ''	5,39999923
		M <sub>máx</sub> = M <sub>máx</sub> '+M <sub>máx</sub> ''	0,90188359

Viga longitudinal. Método de superposición

P(kN)=V <sub>2</sub>	5,399999235		
Lviga(m)	1,565	a'=b'' (m)	0,5833
		b'=a'' (m)	0,9817
		V <sub>1</sub> ' (kN)	-3,38733498
		V <sub>1</sub> '' (kN)	-2,01266425
		M <sub>máx</sub> ' (kN m) (x=a)	1,975832496
		V <sub>1</sub> = V <sub>1</sub> '+V <sub>1</sub> ''+V <sub>1</sub> transp	-6,2654944
		V <sub>2</sub> =-V <sub>1</sub> '-V <sub>1</sub> ''+V <sub>2</sub> transp	10,834504
		M <sub>máx</sub> = 2*M <sub>máx</sub> ' +M <sub>máx</sub> transp.	5,12008352

modelo f) en este caso se supone que está el apoyo del palé sobre toda la viga de parrilla transversal. Por tanto, se adopta el modelo de "Carga uniforme".



modelo f) Viga simplemente apoyada.  
Carga uniforme/Palés transversal

Aquí sucede como en el modelo a) que se toma la carga uniforme en toda la viga de parrilla transversal, porque estas vigas son de pequeña longitud.

Una vez obtenidas las cargas sobre la viga transversal, se calcula por el Método de Superposición la viga de parrilla longitudinal.

No se tienen en cuenta –para simplificar– la fuerza ejercida de forma directa por el palé o/y la *transpaleta* sobre el ala de la viga longitudinal, en este modelo. Por ser la dimensión del ala del perfil IPE muy pequeña, frente a la longitud de la viga de parrilla transversal.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Se resume en la siguiente tabla las fuerzas obtenidas para las vigas de parrilla longitudinales, (serán las vigas de parrilla más solicitadas):

Modelo	a)	c)	d)	e)
$V_1$ (kN) $(x=0)$	9,919589479	-8,64657021	-6,1852098	-6,2654944
$V_2$ (kN) $(x=L)$	9,919589479	13,21557979	10,7542193	10,834504
$M_{m\acute{a}x}$ (kN m) $(x= L/2)$	-	6,316855056	-	-

Se observa que los valores máximos son para el cortante 13,22 kN, y para el momento flector 6,32 kN m, correspondientes ambos al modelo c). En general, los valores de los cortantes se encuentran muy próximos. El momento flector máximo es para el modelo c).

Conocidas las fuerzas aplicadas sobre las vigas de parrilla longitudinales, se procede a la selección del perfil necesario, por medio, de la tensión de flexión con fórmula:

$$\sigma = \frac{My}{I_y} z$$

donde:

- $M_y$ , es el momento flector respecto al eje y de la sección
- $I_y$ , momento de inercia respecto al eje y de la sección
- $z$ , es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra donde se desea conocer la tensión de flexión

Se opta por un perfil IPE, porque trabajan muy bien a momento flector y a cortante que son los esfuerzos obtenidos con el modelo de "Viga simplemente apoyada". La serie IPE es la más utilizada en piezas a flexión sin límite de canto.

Este perfil IPE tiene menor espesor en alas y en alma que el IPN, la relación espesor/altura del alma es tal que evita tener que comprobar este perfil a abollamiento del alma, este menor espesor respecto al perfil IPN permite disponer el material a mayor distancia del eje neutro, obteniéndose para un mismo peso un mayor módulo resistente  $W_x$  y una mayor inercia  $I_x$  (eje y en la fórmula anterior de tensión de flexión). Estos perfiles IPE optimizan el material debido a la geometría de su sección.

La ventaja de embrochalar las vigas es que no transmiten momentos en los apoyos, consiguiéndose así, que no haya momentos *torsores* al realizar uniones en T.

Para que no falle el material a tensión se debe cumplir, que la tensión admisible no supere la relación del límite elástico entre un coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{adm.} \leq \frac{S_y}{\eta_s}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

9

145

donde:

- $S_y$  es la Resistencia a Fluencia (o límite elástico) del material [2][3][12]
- $\eta_s$  es el Coeficiente de Seguridad [6, Anejo Nº2], [1]

Con la expresión anterior se está minorando la resistencia del material como método de seguridad.

Realizando un proceso de iteración, utilizando [12],

Selección del perfil. Perfil IPE. Parrilla

Sy (MPa) 235

Factor de

seguridad 2,5

$\sigma_{Adm.}$

94

My (N mm) 6316855,056

h (mm) 140

Iy (mm<sup>4</sup>) x10<sup>4</sup> 541

$\sigma_A$ (MPa) 81,73379924  $\leq \sigma_{Adm.}$  94

se llega a la selección del perfil **IPE 140** para la viga de parrilla. En la obtención de este valor no se ha tenido en cuenta el peso propio de la viga; ni el comportamiento de la sección del perfil de la viga bajo las solicitaciones creadas por la carga.

El estudio de la sección del perfil, para que cumpla con todos los esfuerzos y tensiones producidos por las cargas es:

Estudio de la sección vigas parrilla.

IPE 140 S235

G(kg/m) 12,9

h (mm) 140

Iy (mm<sup>4</sup>)x10<sup>4</sup> 541

tf (mm) 6,9

tw (mm) 4,7

h1 (mm) 126,2

b (mm) 73

h2(mm) 133,1

Para esta longitud de viga la influencia del peso, es mínima. Para el modelo c)

IPE

G (kg/m) 12,9

G (kN/m) 0,126549 G (kN) 0,08086198 G/2 (kN) 0,04043099

P(kN)+G(kN) 7,86193698

V<sub>1</sub> (kN)+G/2(kN) -8,6870012

V<sub>2</sub>(kN)+G/2(kN) 13,2560108

Mmáx + GL/4 6,34849231

Además, se conocen los diferentes parámetros del perfil para aplicar las siguientes fórmulas.



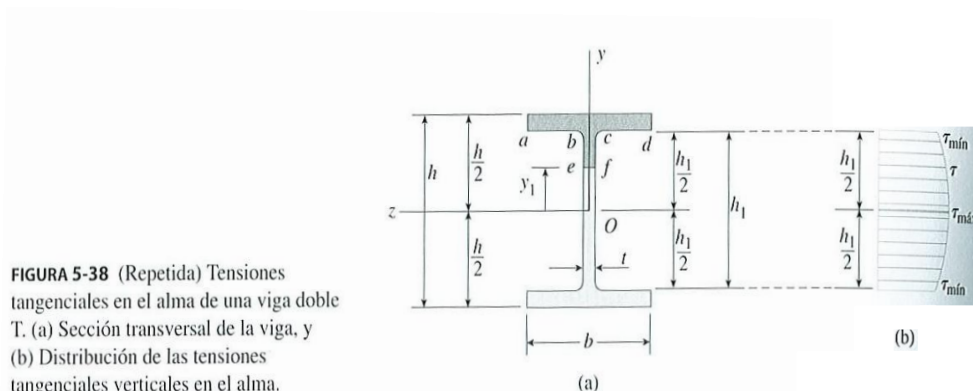
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

De [10] se extraen los siguientes apartados:

- 5.10. Tensiones Tangenciales en las almas de vigas con alas
  - Tensiones tangenciales máximas y mínimas

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V}{8I_t} (bh^2 - bh_1^2 + th_1^2)$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = \frac{Vb}{8I_t} (h^2 - h_1^2)$$



- Esfuerzo cortante en el alma
 

“Como el alma resiste la mayoría del esfuerzo cortante, a menudo los ingenieros aproximan el cálculo del valor de la tensión tangencial máxima dividiendo el esfuerzo cortante total entre el área del alma. El resultado es la tensión tangencial promedio en el alma, suponiendo que el alma toma *todo* el esfuerzo cortante:

$$\tau_{prom} = \frac{V}{th_1}$$

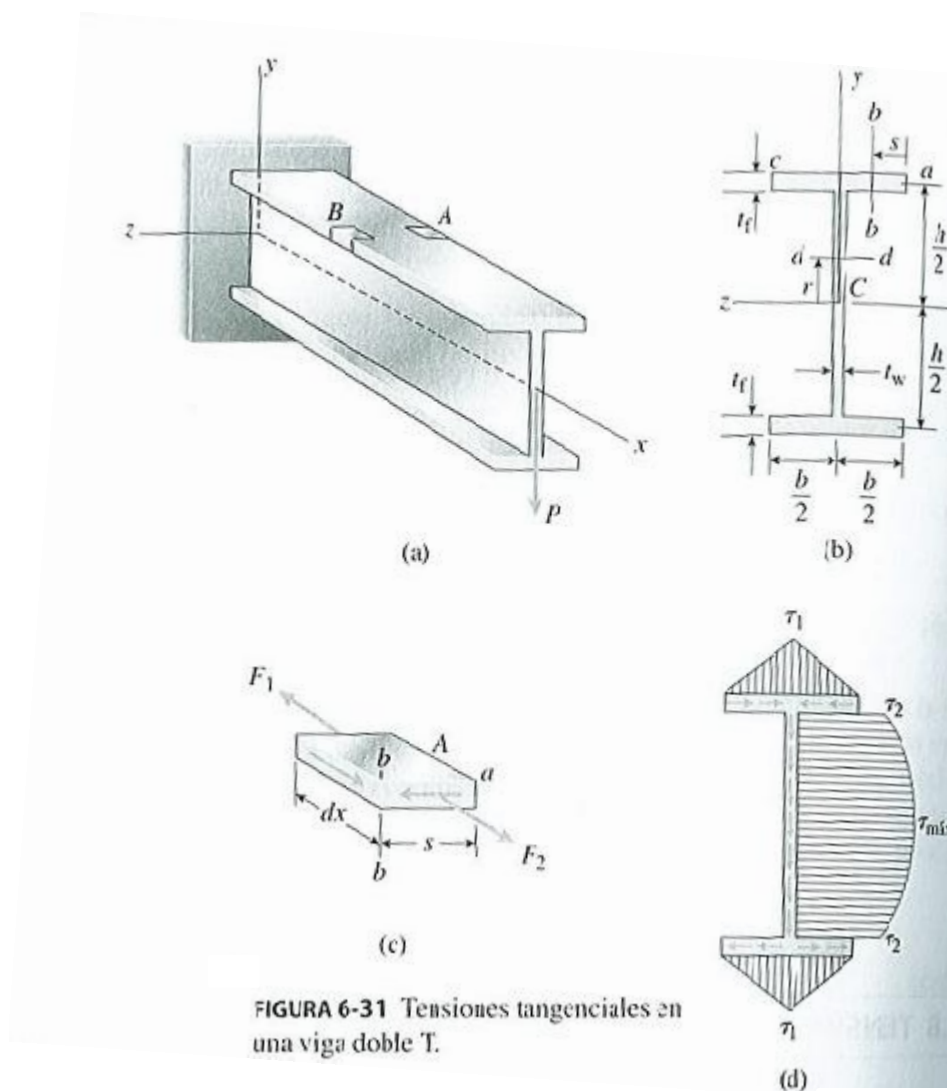
Para vigas típicas doble T, la tensión promedio calculado de esta manera está dentro del 10% de la tensión tangencial máxima calculada con las ecuación del apartado anterior. Así pues, la ecuación ofrece una manera simple de estimar la tensión tangencial máxima.”

- 6.8. Tensiones Tangenciales en una viga doble T
  - Tensiones tangenciales en el ala superior

$$\tau_1 = \frac{bhP}{4I_y}$$

“[...] las tensiones en el ala superior [...] varían desde cero en el punto a (donde s=0) hasta un valor máximo  $\tau_1$  en s=b/2”

## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos



- Tensiones tangenciales en el ala inferior  
“Encontraremos que las magnitudes de las tensiones son las mismas que las del ala superior, pero las direcciones son” en sentido contrario.
- Tensiones tangenciales en el alma son

$$\tau_2 = \frac{bhPt_f}{2I_y t_w}$$

Ahora se calculan las tensiones principales con la fórmula,

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

que representa al Círculo de Mohr.

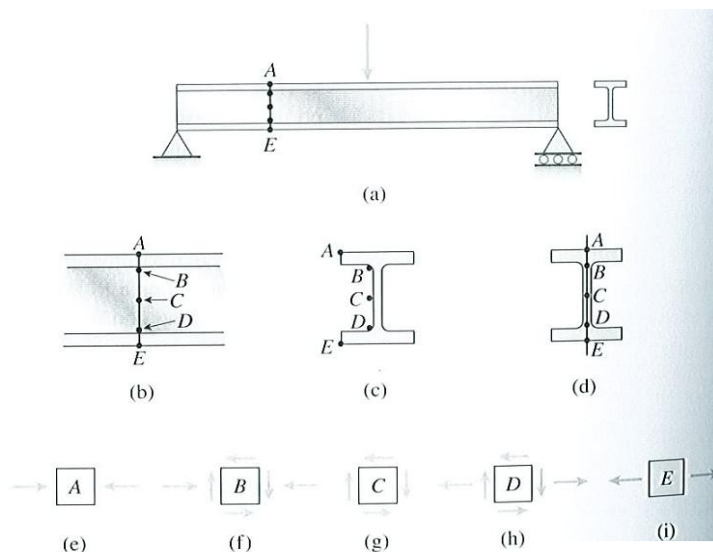
“Los puntos B y D están en el alma, donde se encuentra el ala y el punto C se halla en el eje neutro. [...] Las tensiones determinadas con las fórmulas de la flexión o del cortante son las mismas para ambos” lados de la sección del perfil en doble T.”



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

“Por lo general las tensiones principales máximas se dan en las partes superior e inferior de la viga (puntos A y E), donde las tensiones obtenidas con la fórmula de la flexión alcanzan sus valores máximos.”

**FIGURA 8-16** Tensiones en una viga doble T.



Una vez obtenidas las tensiones principales en la sección, se calculan las tensiones equivalentes “ $\sigma_{equiv}$ ” utilizando la “Teoría de la Energía de Distorsión” (DET por sus siglas en inglés), también conocida como el criterio de Von Mises. Esta teoría es válida para materiales dúctiles y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida. [14]

Para un estado de esfuerzo triaxial

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2}$$

Para un estado de esfuerzo biaxial,

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2}$$

De esta forma, la DET predice la falla si

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$

donde

$$\sigma_e = \text{esfuerzo de Von Mises, Pa}$$

Con todo esto los cálculos son los siguientes, para la sección del perfil de parrilla de la viga longitudinal del bastidor de la plataforma.

El modelo c) es para el que se tiene mayor cortante y momento flector de las vigas de parrilla longitudinales. Para este modelo se estudia la sección del perfil IPE-140 en los puntos A, B, C indicados en la Figura 8-16; y además, el F situado en la parte superior-central del ala. Hallándose todas las tensiones principales, en los puntos de la sección del perfil mencionados, y a partir de estas, la tensión equivalente según la Teoría de la Energía de Distorsión (Criterio de Von Mises) que permite comprobar si el perfil cumple con la tensión admisible del material afectado del factor de seguridad.



## Documento Número 1: Cálculos Justificativos

En el punto F, se da la tensión máxima del ala, además de tensión producida por la máxima flexión.

En el punto B, se calculan dos tensiones principales,  $\zeta_{\min}$  y  $\zeta_2$ , esto se debe al hecho de que el libro *Resistencia de Materiales*, de los autores Timoshenko-James M. Geres en su 5ª edición, presenta dos expresiones para su cálculo, expresadas anteriormente.

En el modelo a) las solicitaciones son menores, pero la carga aplicada sobre la viga es mayor. Al depender  $\zeta_1$  y  $\zeta_2$  de la carga aplicada sobre la viga se comprueba que cumple el perfil con la solicitación en el punto F y punto B donde aparecen estas tensiones respectivamente.

Realizando los cálculos con ayuda de una hoja informática de cálculo se llega a los siguientes valores, para el modelo c):

Modelo c)

Punto A

Tensiones Principales

$\sigma$  (MPa) 82,14315 68  $\sigma_{eq}$  (MPa) 82,14315368  $< \sigma_{adm}$  94

Punto B

Tensiones Principales

				Teoría Energía de Distorsión (Criterio de Von Mises)		
$\zeta_{\min}$ (MPa)	17,47582698	$\sigma_{AB}$ (MPa)	77,96346328			
$\sigma$ (MPa)	74,04618568	$\sigma_{CB}$ (MPa)	-3,917277604	$\sigma_{eq}$ (MPa)	79,9940698	$< \sigma_{adm}$ 94
$\zeta_2$ (MPa) ( $\zeta_{\min}$ )	10,36464534	$\sigma_{AB}$ (MPa)	75,46961773			
		$\sigma_{CB}$ (MPa)	-1,423432055	$\sigma_{eq}$ (MPa)	76,1913068	$< \sigma_{adm}$ 94

Punto F

Tensiones Principales

$\zeta_1$ (MPa)	0,380171815	$\sigma_{AF}$ (MPa)	82,14491314			
$\sigma$ (MPa)	82,14315368	$\sigma_{CF}$ (MPa)	-0,001759459	$\sigma_{eq}$ (MPa)	82,1457929	$< \sigma_{adm}$ 94

Punto C

Tensiones Principales

$\zeta$  promedio

22,34887342	$\sigma_{BC}$ (MPa)	-22,34887342				
	$\sigma_{AC}$ (MPa)	22,34887342	$\sigma_{eq}$ (MPa)	22,3488734	$< \sigma_{adm}$	94

Tras realizar el estudio de las secciones del perfil, se comprueba que las tensiones actuantes son menores a la tensión admisible. Por tanto, se da por válido el perfil IPE-140 para la viga de parrilla longitudinal.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{235 \text{ MPa}}{82,15 \text{ MPa}} = 2,86 > 2,5$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 1.2 Vigas de parrilla transversales

Con el mismo perfil IPE-140 se construirán las vigas de parrilla trasversales. Aunque, los esfuerzos que soportan estas vigas al ser más cortas son menores que las longitudinales, como se ha comprobado en los cálculos hechos anteriormente, no se estima conveniente utilizar otro tipo de perfil.

Modelo	e)
$V_1$ (kN) ( $x=0$ )	-2,8046508
$V_2$ (kN) ( $x=L$ )	5,39999923
Máx(kN m) ( $x= L/2$ )	0,90188359

### 1.3 Vigas marco

Se procede al cálculo la selección de las vigas marco sobre las que descansan las vigas de parrilla longitudinales. Estas vigas marco serán dos, de longitud 2470 mm

La posición de los apoyos de la viga se determina mediante trigonometría, en función de la longitud del hueco del foso, y la altura a salvar por el montacargas.

El apoyo denominado B (designado con el número 2 en el programa informático de estructuras) es el situado más a la izquierda. Es modelado como apoyo fijo, por ser en la realidad una unión articulada, del tipo bulón-placas. Como no existen cargas horizontales no tendrá reacción en ese eje (eje x). Su cometido es restringir los desplazamientos.

El apoyo nombrado con A (designado con el número 3 en el programa informático). Es un apoyo móvil, en la realidad se trata de un cilindro rotatorio (rodillo) sobre un plano horizontal. Tiene desplazamiento horizontal, aunque no reacción en esta dirección.

Las cargas aplicadas sobre la viga marco son las producidas por los esfuerzos cortantes (o reacciones en el extremo) de las vigas de parrilla longitudinales, pues al ser uniones embrochadas no se transmiten momentos.

A continuación, se muestran las reacciones y los diagramas de los modelos de viga marco sobre los que se va a trabajar, todos expresados en unidades de fuerza "kN" y de distancia "m".

Viga marco modelo 1) Se adopta el modelo c) por tener las mayores cargas en extremos de viga parrilla longitudinal. En el modelo c) la carga es soportada por dos de las vigas de parrilla longitudinales (distancia entre vigas consecutivas de 494 mm).

Son dos las fuerzas que crea la carga sobre la viga marco, con un magnitud de 13,26 kN cada una. [1, Anejo N°3]

Además, se considera el peso propio de la viga marco de 0,64 kN, aunque sea muy pequeño para esta longitud. (Este valor ha sido determinado tras seleccionar el perfil)

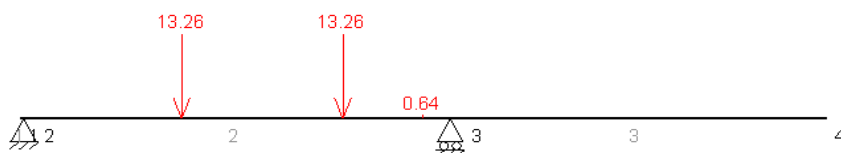


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### TÍTULO Viga marco modelo 1

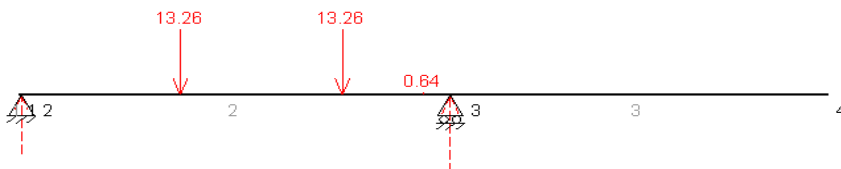
Viga isostática (estado 1)

MEFI



Viga marco modelo 1 (estado 1)

MEFI



### Viga marco modelo 2)

En este caso se adopta el modelo c) igual que en el modelo 1), por las mismas razones que antes. Siguen siendo dos las fuerzas aplicadas por la carga de mercancía, sobre la viga marco, con un valor de 13,26 kN cada una. La diferencia está en la posición donde se aplican en la viga marco. En esta ocasión están sobre el voladizo, originado al quedar completamente extendida la tijera del montacargas. [2, Anejo Nº3]

Igualmente, se tiene en cuenta el peso propio de la viga marco de 0,64 kN. Éste valor ha sido determinado tras seleccionar el perfil.



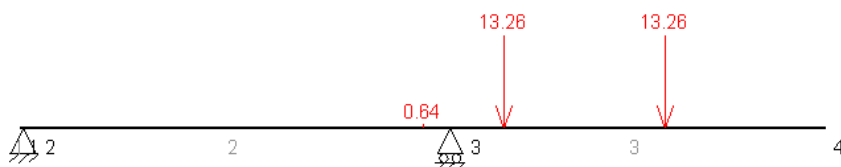


## Documento Número 1: Cálculos Justificativos

### TÍTULO Viga marco modelo 2)

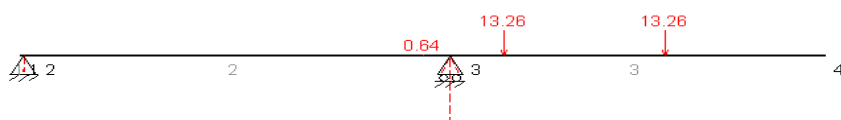
Viga marco modelo 2) (estado 1)

MEFI



Viga marco modelo 2) (estado 1)

MEFI



Viga marco modelo 3) este es un caso extremo de solicitación, donde se combinan dos estados de carga: el “modelo a) Carga uniforme”, y el “modelo d) Carga puntual”. Se está suponiendo un palé colocado de forma longitudinal, con uno de sus apoyos sobre la viga de parrilla longitudinal, del extremo derecho del bastidor de la plataforma; y el otro de sus apoyos sobre dos vigas de parrillas transversales. Las vigas transversales transmiten la carga de uno de los apoyos del palé a las dos vigas longitudinales consecutivas de la colocada en el extremo derecho.

Es un caso muy similar al anterior modelo, aunque al aumentar la distancia de la carga con respecto a los apoyos de la viga marco serán mayores las solicitaciones sobre el perfil. [3, Anejo Nº3]

Se sigue considerando el peso propio de la viga; que es de la misma magnitud y sentido que en los casos anteriores, por no haber variado la longitud ni el perfil seleccionado.



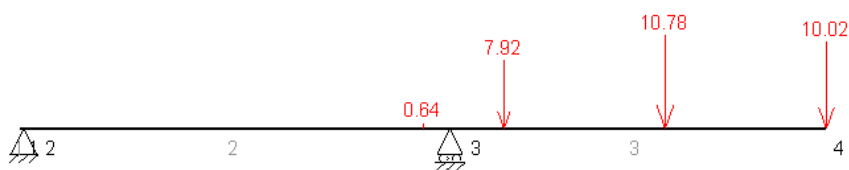
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El modelo de sólido rígido representado a continuación, recoge la combinación de cargas antes expuestas. El valor de 10,02 kN es el producido por el modelo a), es la reacción en los extremos de una “Viga simplemente apoyada” cuando soporta una “Carga uniforme”

Las otras dos fuerzas 10,78 kN y 7,92 kN, son las reacciones corresponde al modelo d), para cargas actuantes sobre las vigas de parrilla transversales posicionadas entre vigas longitudinales (consecutivas a la del extremo).

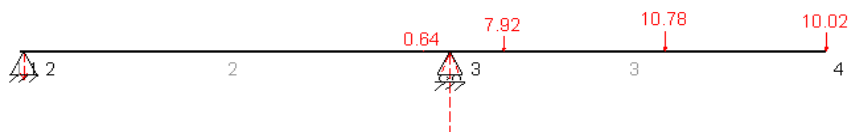
Viga marco modelo 3) (estado 1)

MEFI



Viga marco modelo 3) (estado 1)

MEFI



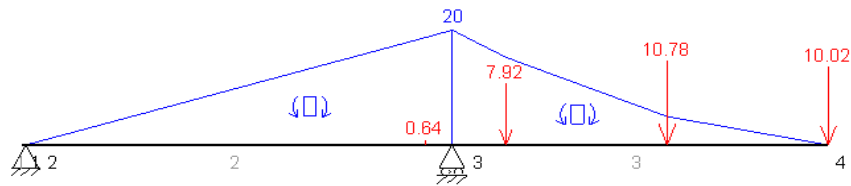


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Momentos flectores

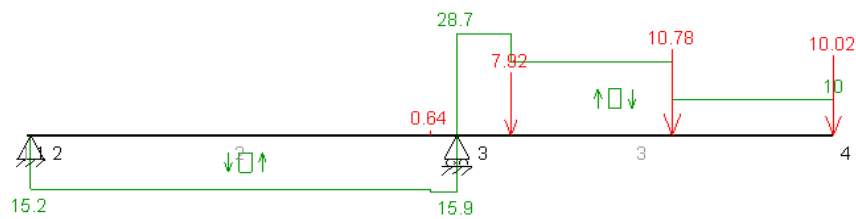
MEFI



Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos cortantes

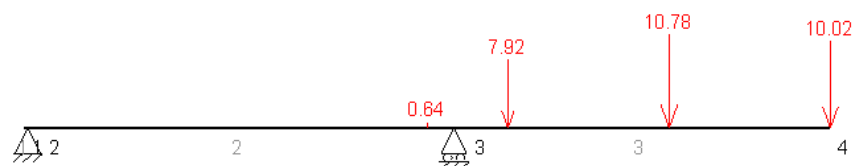
MEFI



Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Deformada  $\times 32767$

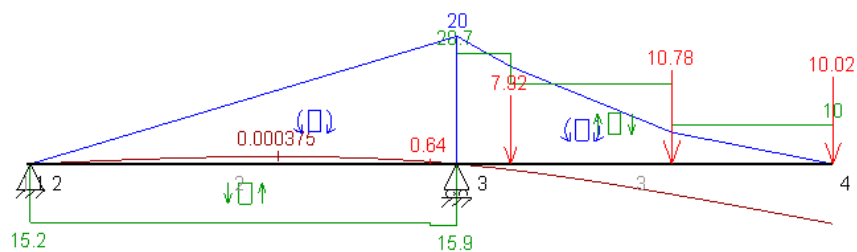
MEFI



Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores (deformada  $\times 61$ )


MEFI



En la siguiente tabla se recopilan los valores obtenidos para el esfuerzo cortante máximo, el momento flector máximo y las reacciones, del estudio anterior para la viga marco:

Modelo	1)	2)	3)
$V_{\text{máx}}$ (kN)	-	-	28,7
$M_{\text{máx}}$ (kN m)	-	-	20
$A$ (kN)	11,7	35,48	44,6
$B_y$ (kN)	15,4	-8,32	-15,24

Se determina fácilmente que el estado crítico de esfuerzos se da para el modelo 3), por ser el modelo con mayores sollicitaciones y reacciones.

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén				Nº hoja	Nº hojas
Anejo Número 1: Cálculos Justificativos					20	145

Una vez estudiada la viga marco para los tres casos anteriores y determinado el estado crítico, se procede a su dimensionado. Se realiza un procedimiento iterativo [12]

Selección del perfil. Perfil IPE. Marco

Sy (MPa)	235		
Factor de seguridad	2,5	$\sigma_{Adm.} =$	94
My (N mm)	20000000		
h (mm)	220		
Iy (mm <sup>4</sup> ) x10 <sup>4</sup>	2772	$\sigma$ (MPa)	79,36507937 $\leq \sigma_{Adm.}$

Una vez seleccionado el perfil **IPE-220**, se procede al estudio de su sección bajo la aplicación de las cargas con objeto de determinar si soporta la tensión admisible.

Estudio de la sección vigas marco.

IPE 220	S235
G(kg/m)	26,2
h (mm)	220
Iy (mm <sup>4</sup> ) x10 <sup>4</sup>	2772
tf (mm)	9,2
tw (mm)	5,9
h1 (mm)	201,6
b (mm)	110
h2(mm)	210,8

Como ya se ha comentado para el modelo 3) de viga marco, no son coincidentes en la misma sección el momento flector máximo y el esfuerzo cortante máximo. Aunque, al estar aplicados en secciones muy próximas, se van a suponer combinados en la misma sección para realizar la comprobación del perfil seleccionado. Realizando esta suposición se produce una sollicitación mayor en la sección.

En base a la consideración anterior y aplicando las expresiones de tensiones tangenciales, esfuerzos normales, tensiones principales y tensión equivalente -descritos anteriormente- se obtienen los siguientes resultados:

Modelo3)

Punto A		Tensiones principales			
$\sigma$ (MPa)	79,36507937	$\sigma_{eq.}$ (MPa)	79,36507937	$< \sigma_{adm.}$	94
Punto B					
$\zeta_{min.}$ (MPa)	18,71792844	$\sigma_{AB}$ (MPa)	77,2619847	Teoría de la energía de distorsión	
$\sigma$ (MPa)	72,7272727	$\sigma_{BB}$ (MPa)	-4,53471195	$\sigma_{eq.}$ (MPa)	79,626244 $< \sigma_{adm.}$ 94
$\zeta_2$ (MPa)					
( $\zeta_{min.}$ )	18,71792844	$\sigma_{AB}$ (MPa)	77,26198 67		
		$\sigma_{BB}$ (MPa)	-4,53471195	$\sigma_{eq.}$ (MPa)	79,626244 $< \sigma_{adm.}$ 94
Punto F					
$\zeta_1$ (MPa)	6,001944444	$\sigma_{AF}$ (MPa)	79,81640684		
$\sigma$ (MPa)	79,36507937	$\sigma_{BF}$ (MPa)	-0,45132747	$\sigma_{eq.}$ (MPa)	80,0430249 $< \sigma_{adm.}$ 94
Punto C					
$\zeta$ promedio					
(MPa) ( $\zeta_{máx.}$ )	24,12900188	$\sigma_{eq.}$ (MPa)	24,12900188	$< \sigma_{adm.}$	94



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El valor proporcionado, para la tensión equivalente, por el programa informático es  $\sigma_{eq.} = 8,0159 \cdot 10^4 \text{ kN/m}^2$ , aproximadamente 80,16 MPa; muy próximo a la tensión equivalente máxima de 80,04 MPa obtenida en el “Punto F” de la sección de la viga marco 3).

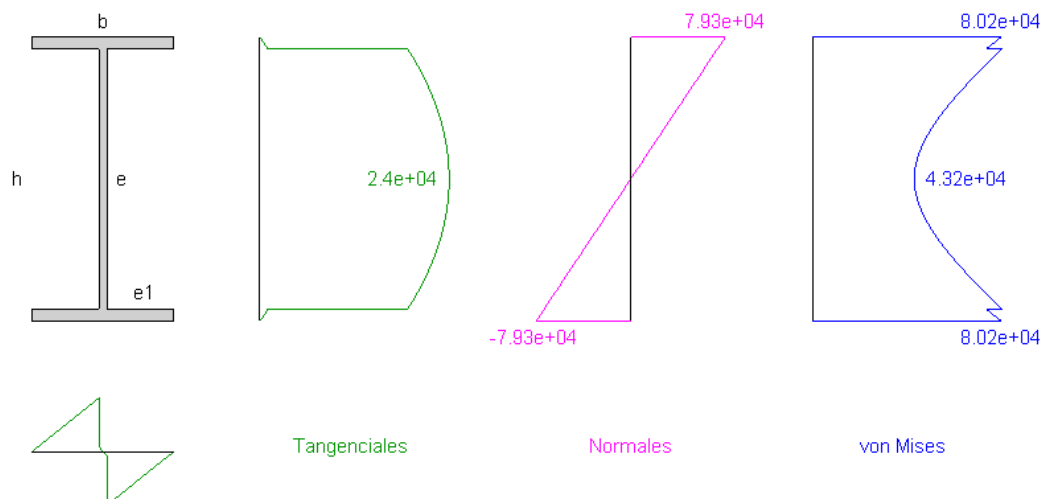
La distribución de esfuerzos (en unidades de KN y  $\text{m}^2$ ) para la sección más solicitada del perfil viga marco 3) es:

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Tensiones tangenciales, normales y de von Mises

Axil = 0, cortante = 28.72 y flector = -19.985 (línea = 3, x = 0)

IPE220 : h = 220 mm, b = 110 mm, e = 5.9 mm y e1 = 9.2 mm



El diagrama de tensiones “tangenciales” coincide con los valores obtenidos para el “Punto C” de la sección. El diagrama de tensiones “normales” tiene valores análogos al “punto A” de la sección estudiada. La representación de la tensión equivalente de “Von Mises” es propia del “punto B”, dado en la unión entre alma y ala del perfil.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{235 \text{ MPa}}{80,04 \text{ MPa}} = \mathbf{2,94} > 2,5$$

### 1.4 Embrochalado

Una vez determinado los perfiles que conformarán el bastidor de la plataforma del montacargas, se procede a calcular la longitud de soldado del embrochalado con la expresión expuesta anteriormente:

$$l \leq \frac{2}{3} H_{IPE-140} = \frac{2}{3} * 140 \leq 93,33 \text{ mm} \approx 90 \text{ mm}$$

Para calcular el espesor de garganta, de la soldadura de una unión en ángulo, se utiliza la siguiente expresión:

$$e_{garganta} = 0,7x e_{mín. a unir} = 0,7x t_w = 0,7x 4,7 \text{ mm} \approx 3,5 \text{ mm}$$

El perfil que tiene menor altura de canto (H) y menor espesor ( $t_w$ ) de alma es el IPE-140. Por tanto, parece suficiente una longitud de cordón de soldadura de 90mm, con un espesor de garganta de 3,5 mm para el embrochalado de las vigas del bastidor del montacargas.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 1.5 Cerramiento de la plataforma

El cerramiento de la plataforma estará formado por el piso de la misma y el cerramiento posterior, únicamente. Se prescinde de los cerramientos laterales, por dos razones:

- 1) Por no ser necesarios para esta longitud de plataforma del montacargas, como estipula la norma española UNE-EN 81-31 (Enero 2011) [7, Anejo Nº2]
- 2) Para dar mayor espacio al habitáculo de carga. Así, con palés de dimensiones 0,8x 1,2 m, se pueden introducir cuatro a la vez colocados de forma transversal, quedando una holgura de 70 mm en esta dirección, pues la longitud del montacargas es de 2470mm.

$$\text{Holgura} = 2470 - 2 \cdot 1200 = 70 \text{ mm}$$

O tres palés, de las mismas dimensiones, colocados de forma longitudinal (de punta)

$$\text{Holgura} = 2470 - 3 \cdot 800 = 70 \text{ mm}$$

El cerramiento posterior del montacargas se hace necesario por superar la distancia estipulada por la norma española, de 35mm, al colocarse entre la pared del establecimiento y la viga marco posterior (interior) un juego de rodaduras. [8, Anejo Nº2]

Este cerramiento posterior va sustentado sobre una estructura de tres postes de perfiles tubulares con sección rectangular 182x 80x 12,5; por ser una perfil liviano que permite un fácil sujeción del cerramiento, y capaz de absorber pequeños momentos *torsores* en caso de producirse. Se unirá la chapa de cerramiento con el poste por la cara más ancha de este.

Puesto que la norma indica que en caso de carga con maquinaria automática se estime las fuerzas a resistir por el cerramiento se realizó una hipótesis que resultó en una fuerza de 1860N. Pero al estar la fuerza aplicada a 20 cm de la base la hipótesis de 1000 N al extremo es más restrictiva, por lo que finalmente se usará esta.

Realizando un estudio del poste modelado como “viga en voladizo”- el momento máximo se produce en el extremo empotrado del poste, coincidente en la misma sección con el cortante-. Como se trata de una sección rectangular hueca su tensión tangencial, creada por el esfuerzo cortante se calcula con la fórmula simplificada recogida en [10]

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{3 V}{2 A}$$

en donde, A es el área transversal.

El valor máximo de las tensiones tangenciales (en viga rectangular) ocurren en el eje neutro ( $y_1 = 0$ ) donde el momento estático Q tiene su valor máximo, al contrario de lo que sucede con el esfuerzo normal.

El esfuerzo de flexión se calcula utilizando la expresión habitual de

$$\sigma = \frac{M z y}{I_z}$$

Por no coincidir en la misma posición de la sección el esfuerzo normal y la tensión cortante, y ser esta última pequeña respecto a la primera, directamente se dimensiona con el esfuerzo normal máximo.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Tomando lo establecido en la Norma, fuerza de impacto ejercida por una persona igual a 1000N en la sección más desfavorable, para una viga en voladizo aplicada en su extremo superior; se obtiene el siguiente perfil tubular

Poste cerramiento posterior. Viga voladizo

Perfil tubular rectangular (140x 80x 12,5)

h (mm)	1100
M (Nmm)	1100000
A (cm <sup>2</sup> )	47,1
B (mm)	80
I <sub>zz</sub> (cm <sup>4</sup> )	407

$\sigma$  (MPa) 108,108108 <  $\sigma_{adm.}$  110

$\zeta$  máx. (Mpa) 0,31847134

S (MPa) 275

Factor de seguridad 2,5  $\sigma_{adm.} =$  110

Siendo necesario un perfil tubular de sección rectangular con dimensiones 140x 80x 12,5; de acero S275 J0H. [12]

Para el cerramiento posterior de la plataforma se utilizará un plano ancho de Chapa estructural. [11]

La altura del cerramiento posterior de la plataforma del montacargas es de 1,10 metros.

El cerramiento posterior, -parte opuesta al lugar de entrada de mercancías-, de la plataforma será de dimensiones 2470x 1100 mm.

Para realizar el estudio de los rectangulares se emplea el modelo de “Viga *biempotrada*. Carga puntual” para una “Viga de sección transversal rectangular”.

El momento de inercia de un sección rectangular maciza es

$$I_{rectangular} = \frac{bh^3}{12}$$

donde:

- b, es la base
- h, es la altura; respecto al eje estudiado

Utilizando una hoja de cálculo se obtienen los siguientes resultados, para la fuerza producida por la *transpaleta* al colisionar contra el plano ancho del cerramiento posterior:





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Plano ancho del cerramiento posterior del montacargas

F (N)	300	Laterales		
b (mm)	1235	e(mm)	2	
Ixx (mm <sup>4</sup> )	823,3333			
a (mm)	560	b (mm)	675	L (mm) 1235
M (N mm)	50186,03			V (N) 1060,6626
σx (MPa)	68,9547	<σadm. (MPa)	ζ (MPa)	0,644127 (MPa) 55
h (mm)	1070	e (mm)	2	
	20417383			
Iyy (mm <sup>4</sup> )	3			
a (mm)	535	b (mm)	535	H (mm) 1070
M (N mm)	40125			V (N) 931
σy (MPa)	0,105140	σadm. (MPa)	ζ (MPa)	0,65257
				<ζadm. (MPa) 55
Afrontal (mm)	1321450	Anorma (mm <sup>2</sup> )	50000	
σaxial (MPa)	0,000227	σaxial (MPa)	0,006	
Sy (MPa)	275			
η	2,5	σadm. (MPa)	110	

Es suficiente con una chapa de 2 mm de espesor de acero estructural S235JR.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{275 \text{ MPa}}{68,95 \text{ MPa}} = 4,66 > 2,5$$

Una vez calculado el cerramiento se procede al cálculo del rodapié. Para reducir el peso de la plataforma se pondrá un rodapié, en vez del cerramiento entero de acero de alta resistencia. Se atornillará el rodapié para que permita la manipulación de las rodaderas, que se encuentran en la parte posterior de la plataforma. El rodapié del cerramiento posterior de la plataforma se construirá de acero de alta resistencia SAE-1045, para prevenir abolladuras por la colisión de la *transpaleta*. La "Chapa SAE 1045 HR (laminada en caliente)" [9, Anejo N°2], tiene una Dureza Brinell (HB) 163 (correspondiéndole los valores de Sy= 310MPa, y Sut.= 570 MPa); con un espesor de 6,35 mm (calibre B.W.G. 3/4").

Utilizando el modelo de "Viga simplemente apoyada. Carga Puntual", el momento flector es

$$M = PL/4 = F \cdot \text{altura}/4$$

La inercia de un rectángulo:

$$I = bh^3/12 = \text{anchura} \cdot \text{espesor}^3/12$$

Y el esfuerzo a flexión es

$$\sigma = \frac{M \text{ espesor}/2}{I}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

25

145

Realizando los cálculos con una hoja informática, se llega a

F (N)	1862				
espesor (mm)	6,35	longitud (mm)	1235	altura (mm)	300
My (N mm)	139650				
Iy (mm <sup>4</sup> )	26351,5938				
$\sigma_y$ (MPa)	16,8258798	< $\sigma_{adm.}$	124		
Lamina caliente SAE 1045 6,35mm					
Sy (MPa)	310				
Factor de seg.	2,5	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	124		

Ahora para la otra dimensión de la chapa se comprueba, siendo el momento

$$M = F \cdot \text{Longitud} / 4$$

La inercia es

$$I = e \cdot \text{altura}^3 / 12$$

Y la tensión a flexión queda como


$$\sigma = \frac{M \cdot \text{altura} / 2}{I}$$

en la otra dimensión los cálculos son

F (N)	1862				
espesor (mm)	6,35	longitud (mm)	1235	altura (mm)	300
My (N mm)	574892,5				
Iy (mm <sup>4</sup> )	14287500				
$\sigma_y$ (MPa)	6,0356168	< $\sigma_{adm.}$	136		
Lamina caliente SAE 1045 6,35mm					
Sy (MPa)	310				
Factor de seg.	2,5	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	124		

Se comprueba la chapa a esfuerzo axial, considerando una superficie de aplicación de 25 m<sup>2</sup>

Axial	
A (cm <sup>2</sup> )	5
$\sigma_{ax.}$ (MPa)	3,724 < $\sigma_{adm.}$

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén		Nº hoja	Nº hojas
	<b>Anejo Número 1: Cálculos Justificativos</b>		26	145

Se comprueba la deformación con el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga puntual”

Comprobación a deformación

$I_y$  (mm<sup>4</sup>)    26351,5938     $E$  (MPa)    210000  
 $L$  (mm)    300  
 $v_{m\acute{a}x}$  (mm)    0,1892675    <    15

Es suficiente con una chapa de 6,35 mm de espesor de acero SAE 1045 HR (laminado en caliente)

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{310 \text{ MPa}}{16,82 \text{ MPa}} = \mathbf{18,43} > 2,5$$

Realizando una comprobación del tornillo a tracción, según el modelo utilizado de “Viga simplemente apoyada la fuerza sobre los tornillos es de  $F/2$

$F$  (N)    1 62     $d_{\text{tornillo}}$  (mm)    **5,5**    nº tornillos    **3**  
 $\sigma_{ax.}$  (MPa)    19,5931573    (MPa)    <  $\sigma_{adm.}$  (MPa)    96

Se comprueba que es suficiente con atornillar el rodapié con un tornillo en cada poste del cerramiento de la plataforma.

El peso del rodapié es de

Plancha cerramientos. Rodapié plataforma  
 espesor (mm)    **6,35**    longitud (mm)    **2470**    altura (mm)    **300**  
 Peso (kg)    36,9369975     $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>)    7850

Para el piso de la plataforma se utilizara una lámina “Chapa Antideslizante” de espesor 7 mm (calibre B.W.G. 3/16”) [12, Anejo Nº2].

Se comprueba que soporta las sollicitaciones creadas por la carga y la *transpalette* tal como recoge la norma española en su apartado 5.5.1.1.3 “Adicionalmente, los cálculos de diseño de la unidad de transporte de carga, deben considerar no solo la carga transportada sino también el peso de los dispositivos de manejo de carga, que pueden entrar en la unidad de transporte de carga.” Se estima la fuerza aplicada sobre un punto del plano ancho de la plataforma con la expresión, anteriormente expuesta, para el diseño del bastidor de la plataforma:

$$P = \frac{Q_{carga}}{n^{\circ} \text{palés}} + \frac{Q_{palé}}{n^{\circ} \text{apoyos}} \quad R_A = \frac{(\frac{3000}{n^{\circ} \text{palés}} + 30) * 9,81}{n^{\circ} \text{apoyos}} + R_A$$

donde:

- $P$ , carga puntual aplicada por el apoyo de un palé sobre el bastidor de la plataforma  $Q_{carga}$ , es el peso total de la carga
- $Q_{palé}$ , es el peso propio del palé
- $n^{\circ} \text{apoyos}$ , referidos al palé
- $R_A$ , es la reacción del peso propio de la *transpalette* en su apoyo (rueda) delantero

Se supone aplicada la carga puntual en el centro del plano ancho que cubre unos de los rectángulos formados por la intersección de las vigas de parrilla, con dimensiones de 494x 550 mm.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para los aceros de máquinas se tienen una tensión de fluencia  $\sigma_y$  mínima de 340 MPa [10].

### Cerramiento piso

P (N)	7781,075				
b (mm)	405	e (mm)	7		
Ixx (mm <sup>4</sup> )	11576,25				
a (mm)	202,5	b (mm)	202,5	L (mm)	405
M (N mm)	393916,9219			V (N)	931
$\sigma_x$ (MPa)	119,0980867	$\sigma_{adm.}$ (MPa)		$\zeta$ (MPa)	0,49259259
					$< \zeta_{adm.}$ (MPa)

### Piso

h (mm)	525	e (mm)	7		
Iyy (mm <sup>4</sup> )	84410156,25				
a (mm)	262,5	b (mm)	262,5	H (mm)	525
M (N mm)	510633,0469			V (N)	931
$\sigma_y$ (MPa)	1,58797449	$\sigma_{adm.}$ (MPa)		$\zeta$ (MPa)	0,38
					$< \zeta_{adm.}$ (MPa)
Afrontal (mm)	212625	Anorma (mm <sup>2</sup> )	50000		
$\sigma_{axial}$ (MPa)	0,036595297	$\sigma_{axial}$ (MPa)	0,1556215		

Sy (MPa)	340		
Factor de seguridad	2,5	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	136
		$\zeta_{adm.}$ (MPa)	68

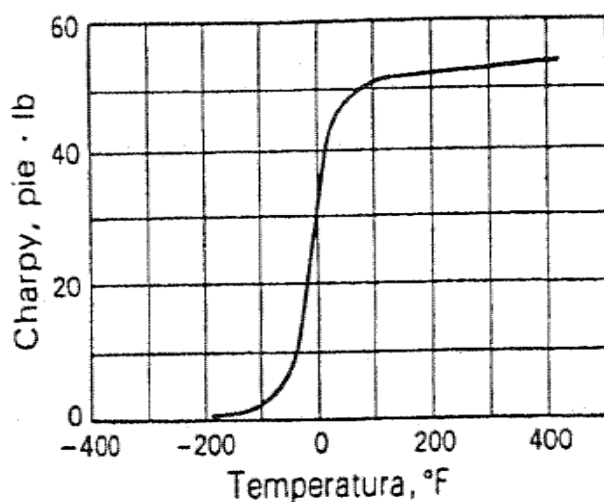
Realizando los cálculos, parece que la “Chapa Antideslizante” de espesor 7 mm, cumple con las solicitaciones producidas en la plataforma por la carga y *transpalette*.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{340 \text{ MPa}}{119,1 \text{ MPa}} = 2,85 > 2,5$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Por último se hace una comprobación sobre cargas por impacto. Al poder producirse un impacto sobre el cerramiento posterior del montacargas, e incluso sobre el piso (menos probable en condiciones normales de carga y descarga), entra en juego la “Resistencia a la flexión por choque”. Este parámetro está relacionado con la *Resiliencia* del material, de los ensayos de *Charpy* y de *Izod*.



**FIGURA 4-7** Efecto de la temperatura sobre los valores de impacto.

Por ejemplo, conocido el valor de la Resistencia a la Flexión por Choque para las características mecánicas de los perfiles tubulares de construcción de acero no aleado según la EN 10219 y EN 10210”, utilizados en los postes del montacargas – que son susceptibles de sufrir impactos durante las operaciones de carga y descarga- . Acero denominado con S 275 J0H que tiene una Resistencia a la Flexión por Choque de 27 J, a la temperatura de recargo de 0 °C de energía media mín. autorizada, para las probetas normalizadas.

Para la temperatura de 0 °C (32 °F) y siendo la energía media mín. autorizada de 27 J (aproximadamente 20 pie-libra) la intersección de ambos parámetros se sitúa en la gráfica por encima (a la derecha) de la región de la temperatura crítica, es decir, se comporta el material de forma tenaz.

Como la temperatura de trabajo del montacargas, no va a ser (por regla general) inferior a 0° C, no va a haber problemas con la *resiliencia* del material. Siendo suficiente con comprobar las propiedades estáticas en el diseño, con el fin de resistir cargas de impacto.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

## 2. Barras de sustentación

### 2.1 Panoplia

Las barras de sustentación de la plataforma del montacargas forman una panoplia en forma de entramado móvil, constituido por seis barras articuladas creando dos a dos cuatro tijeras. Dos tijeras colocadas por cada uno de los dos lados más anchos de la plataforma; una sobre la otra, unidas por sus extremos entre sí, además de, con la plataforma y la base del montacargas. Sobre estas barras se asienta el pistón hidráulico.

Las barras transmiten las fuerzas de la carga, aplicada en la plataforma, a la base del montacargas. Además de estas fuerzas soportan las ocasionadas por el pistón hidráulico, que genera la elevación de la plataforma del montacargas; fuerzas que son claves para el equilibrio de los sólidos libres que esquematizan los entramados.

Para el cálculo y dimensionado de las barras de sustentación se suponen en la posición de máximo despliegue de las tijeras, es decir, cuando se encuentra la plataforma del montacargas en su cota más elevada.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio  $\Sigma F_x=0$ ;  $\Sigma F_y=0$ ;  $\Sigma M_z=0$ ; a los diagramas de sólido libre de las barras, se obtienen las fuerzas actuantes (magnitud, dirección y sentido) sobre cada barra.

En el apoyo D el suelo ejerce una fuerza hacia arriba sobre la barra de sustentación. Si al resolver el problema el valor de esta fuerza resultase negativo, o bien la solución sería errónea, o la masa no estaría en equilibrio.

Por último, se formularán las ecuaciones de equilibrio (dos de fuerzas y una de momentos) correspondientes a cada parte del entramado, que conducirán a la obtención de las fuerzas actuantes en los nudos. [15]

Se asume la hipótesis de que no hay excentricidad en la aplicación de las fuerzas sobre las barras.

#### Barra IGD

$$\begin{aligned}\Sigma F_x=0; \quad I_x - G_x &= 0; & I_x &= G_x \\ \Sigma F_y=0; \quad D - G_y - I_y &= 0; & I_y &= D - G_y \\ \Sigma M_I=0; \quad D \cdot D - G_y \cdot \frac{D}{2} - G_x \cdot \frac{H}{2} &= 0; & (1)\end{aligned}$$

#### Barra FGWD

$$\begin{aligned}\Sigma F_x=0; \quad C_x + G_x + F_x - W_x/2 &= 0; & F_x &= C_x + G_x - \frac{W_x}{2} \\ \Sigma F_y=0; \quad F_y + G_y - C_y - W_y/2 &= 0; & F_y &= C_y - G_y + \frac{W_y}{2} \\ \Sigma M_F=0; \quad C_x \cdot H + C_y \cdot D + G_x \cdot \frac{H}{2} - G_y \cdot \frac{D}{2} + \frac{W_y}{2} \cdot df - \frac{W_x}{2} \cdot hf &= 0 & (2)\end{aligned}$$

#### Barra IEA

$$\begin{aligned}\Sigma F_x=0; \quad E_x - I_x &= 0; & E_x &= I_x \\ \Sigma F_y=0; \quad I_y + E_y - A &= 0; & E_y &= A - I_y \\ \Sigma M_I=0; \quad -A \cdot D + E_y \cdot \frac{D}{2} - E_x \cdot \frac{H}{2} &= 0; & A &= \frac{1}{D} \left( E_y \cdot \frac{D}{2} - E_x \cdot \frac{H}{2} \right)\end{aligned}$$

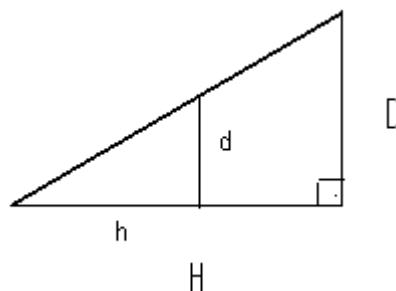
#### Barra BEHF

$$\begin{aligned}\Sigma F_x=0; \quad F_x - H_x - E_x &= 0; & H_x &= F_x - E_x \\ \Sigma F_y=0; \quad B_y - E_y + H_y - F_y &= 0; & H_y &= F_y + E_y - B_y \\ \Sigma M_H=0; \quad -B_y \cdot d + E_y \cdot d - \frac{D}{2} + E_x \left( h - \frac{H}{2} \right) + F_x (D - d) - F_y (H - h) &= 0\end{aligned}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En la ecuación del sumatorio de momentos respecto a H, se pueden relacionar las distancias, d, h, D y H, utilizando el Teorema de Tales, consiguiéndose eliminar una incógnita de la ecuación.



$$\frac{h}{H} = \frac{d}{D}$$

$$h = H \frac{d}{D}$$

Sustituyendo esta relación en la ecuación  $\Sigma M_H = 0$ ; de la barra BEHF, agrupando y despejando

$$d = \frac{E_y \frac{D}{2} + E_x \frac{H}{2} - F_x D + F_y H}{E_y - B_y - F_x + (E_x + F_y) \frac{H}{D}}$$

Por último resta resolver el sistema de ecuaciones formado por (1) y (2)

$$D D - G_y \frac{D}{2} - G_x \frac{H}{2} = 0 \quad (1)$$

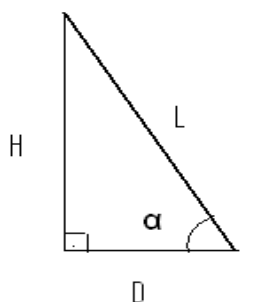
$$C_x H + C_y D + G_x \frac{H}{2} - G_y \frac{D}{2} + \frac{W_y}{2} df - \frac{W_x}{2} hf = 0 \quad (2)$$

Obteniéndose

$$G_y = \frac{1}{D} (D D + C_x H + C_y D + \frac{W_y}{2} df - \frac{W_x}{2} df)$$

$$G_y = \frac{2}{H} (D D - G_y \frac{D}{2}) = \frac{D}{H} (2D - G_y)$$

Bajo las condiciones impuestas en el pliego de condiciones del proyecto, de anchura del hueco con 2,5m y altura a salvar de 4 m. Se necesitarán dos tijeras, por trigonometría, para cumplir las exigencias impuestas. Aplicando el Teorema de Pitágoras a una barra de sustentación, se puede determinar la longitud mínima, L, de la barra – longitud entre agujeros de anclaje en los extremos de la barra–



Barra de sustentación



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$L = (H^2 + D^2)^{1/2}$$

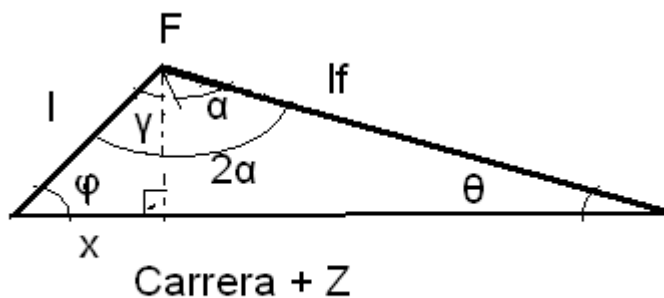
donde:

- H es la altura salvada por una tijera cuando se encuentra extendida al máximo, (es ligeramente superior a 2 m porque comprende la distancia que se encuentra soterrado la base del montacargas para que la plataforma en su posición más baja quede enrasada con la cota cero. Éste incremento lo produce el plegado de las barras)
- D es la distancia horizontal, cuando la tijera se encuentra extendida al máximo, entre los agujeros de anclaje de los extremos de las barras que constituyen la tijera

Aplicando la relación de tangente se obtiene el ángulo,  $\alpha$ , formado por la barra de sustentación con el plano horizontal:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{D} \Rightarrow \alpha = 57,73^\circ$$

Para la determinación del pistón hidráulico y su posición en las barras de sustentación se recurre, a relaciones trigonométricas, concretamente al Teorema del Coseno.



Ángulos formados por barras de sustentación y pistón hidráulico

siendo:

- l, longitud de posicionamiento del pistón hidráulico sobre la barra de sustentación BEHF, medida desde el nudo F
- lf, longitud de posicionamiento del pistón hidráulico sobre la barra de sustentación CWGF, medida desde el nudo F
- Carrera+Z, es la máxima longitud del pistón hidráulico
- $\theta$ , ángulo formado por la intersección de la barra de sustentación CWGF con el pistón hidráulico
- $\gamma$ , ángulo definido por la intersección de la barra de sustentación BEHF con la barra de sustentación CWGF
- $\phi$ , ángulo concretado por la intersección de la barra BEHF con el pistón hidráulico
- x, cateto del triángulo, pequeño que conforma la figura anterior, es una relación meramente trigonométrica;  $\alpha$ , anteriormente definido.

(Todos estos parámetros están definidos cuando la plataforma se encuentra en la cota más elevada del montacargas)

En base a las geometrías mostradas en la figura anterior, y aplicando el Teorema del Coseno se deducen las siguientes relaciones:

$$\operatorname{sen} \gamma = \frac{x}{l} \Rightarrow x = l \operatorname{sen} \gamma$$





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$\text{sen } (2\alpha - \gamma) = \frac{\text{Carrera} + Z - x}{lf}$$

sustituyendo  $x$  en la segunda ecuación, y despejando  $l$  se obtiene:

$$l = \frac{\text{Carrera} + Z - lf \text{ sen } (2\alpha - \gamma)}{\text{sen } \gamma}$$

Además, se halla el ángulo  $\theta$ , realizando el arco-coseno de la siguiente expresión

$$\theta = \arccos \frac{\text{Carrera} + Z - x}{lf} = \arccos \frac{\text{Carrera} + Z - l \text{ sen } \gamma}{lf}$$

igualmente, para el ángulo  $\phi$

$$\phi = \arccos \frac{x}{l} = \arccos \frac{l \text{ sen } \gamma}{l} = \arccos (\text{sen } \gamma)$$

El diseño impone una serie de restricciones en la ubicación del pistón hidráulico en el entramado del montacargas:

- 1) El apoyo estático del pistón hidráulico (inferior), W, debe estar posicionado entre el nudo C y G de la barra de sustentación CWGF. Por tanto, la longitud  $lf$  tiene que ser mayor a la mitad de la longitud existente entre los apoyos extremos de la barra, L. ( $lf > \frac{L}{2}$ )
- 2) El apoyo superior del pistón hidráulico, H, ha de estar situado entre los nudos E y F de la barra de sustentación BEHF. La longitud  $l$  tiene que ser menor a la mitad de la longitud existente entre los apoyos extremos de la barra L. ( $l < \frac{L}{2}$ )
- 3) Se tiene que cumplir la relación  $\gamma < \alpha$ , que se deduce de forma gráfica sobre el dibujo anterior,

$$\gamma + \alpha < 2\alpha$$

$$\gamma < 2\alpha - \alpha$$

$$\gamma < \alpha$$

siendo conocido el ángulo  $\alpha$ , desprendido del diseño previo del montacargas.

- 4) Se tiene que verificar el siguiente rango  $\phi > 90^\circ - \alpha$ . Expresión deducida del conocimiento de triángulos, donde la suma de todos sus ángulos es de  $180^\circ$  y para triángulos rectángulos uno de sus ángulos tiene que ser de  $90^\circ$ ,

$$\phi + \gamma + 90^\circ = 180^\circ$$

$$\phi + \gamma = 90^\circ$$

$$90^\circ - \phi = \gamma$$

aplicando la relación manifestada en 3)  $\gamma < \alpha$ , se llega a la siguiente inecuación

$$90^\circ - \phi < \alpha$$

despejando según las propiedades de las inecuaciones "Si a los dos miembros de una inecuación se les suma o se le resta una misma cantidad, el signo de la inecuación se mantiene", se demuestra la restricción

$$90^\circ - \alpha < \phi$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

- 5) Igualmente se ha de cumplir el rango  $\theta < 90^\circ - \alpha$ . Realizando el mismo procedimiento que antes con el triángulo grande que conforma la figura anterior.

$$90^\circ + (2\alpha - \gamma) + \theta = 180^\circ$$

$$-90^\circ + 2\alpha + \theta = \gamma$$

$$-90^\circ + 2\alpha + \theta < \alpha$$

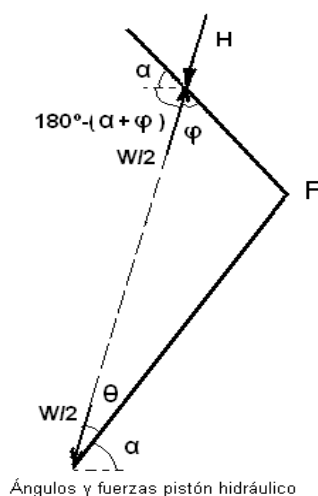
$$-90^\circ + \theta < \alpha - 2\alpha$$

$$-90^\circ + \theta < -\alpha$$

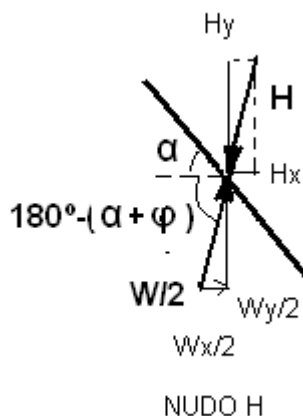
$$90^\circ - \alpha < \theta$$

Se observa como aumenta  $\gamma$  conforme disminuye  $\phi$ , y viceversa, para cumplir la condición de suma de ángulos de un triángulo ( $180^\circ$ ).

Ahora se estudian las reacciones que ejerce el pistón hidráulico sobre las barras. Se realiza la descomposición de estas fuerzas.



En el destalle siguiente, del nudo H, se aprecian los ángulos y fuerzas actuantes, siendo tarea fácil la descomposición de las fuerzas del pistón hidráulico en su apoyo móvil.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$\cos (180^\circ - (\phi + \alpha)) = \frac{W_x/2}{W/2}$$

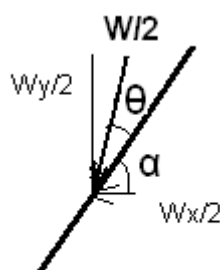
$$\frac{W_x}{2} = \cos (180^\circ - (\phi + \alpha)) W/2$$

$$\sin (180^\circ - (\phi + \alpha)) = \frac{W_y/2}{W/2}$$

$$\frac{W_y}{2} = \sin (180^\circ - (\phi + \alpha)) W/2$$

Se observa que los valores de  $H_x$  y  $H_y$  son iguales en magnitud y dirección que  $\frac{W_x}{2}$  y  $\frac{W_y}{2}$ , del apoyo superior del pistón hidráulico, aunque de sentido contrario.

Igual se hace con el nudo W:



NUDO W

$$\cos (\alpha + \theta) = \frac{W_x/2}{W/2}$$

$$\frac{W_x}{2} = \cos (\alpha + \theta) W/2$$

$$\frac{W_y}{2} = \sin (\alpha + \theta) W/2$$

A partir del diagrama de sólido libre del montacargas (global) aplicándole las ecuaciones de equilibrio, se obtienen las reacciones en los apoyos:

$$\Sigma F_x = 0; C_x = 0$$

$$\Sigma M_C = 0; D \cdot D - A \cdot D = 0; D = A$$

$$\Sigma F_y = 0; C_y + D - A - B = 0; C_y = A + B - D$$

Aplicando en la ecuación anterior el resultado obtenido en el  $\Sigma M_C = 0$ ;  $D = A$ , queda  $C_y = B$ .

Siendo A y B conocidos, hallados en el apartado de “modelos de viga marco” mediante el estudio de sólido libre.

Es importante el hecho de que en el  $\Sigma F_x = 0$ ; la reacción  $C_x$  es nula, por motivos de diseño. Una fuerza horizontal en el marco base del montacargas implica un momento *torsor*, que requiere un perfil estructural y un diseño de anclaje determinado. Siendo la reacción  $C_x$  nula se consigue una estructura de marco base más liviana y sencilla. (Se estudiará más adelante).

Por consiguiente, es el pistón hidráulico el que tiene que ejercer la fuerza que equilibre la carencia de reacción en  $C_x$ , y son las barras de sustentación las que sufren este esfuerzo.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Realizando un estudio del sistema de ecuaciones, que se desprende de todo lo expuesto en este apartado, se determina:

- a) El número de ecuaciones que rigen el comportamiento de las barras de sustentación, es igual al número de barras por el número de ecuaciones de equilibrio del plano ( $\Sigma F_x=0$ ;  $\Sigma F_y=0$ ;  $\Sigma M_z=0$ ;) )

$$N^{\circ}\text{ecuac.} = N^{\circ}\text{barras} \times N^{\circ}\text{ecuac. equilibrio} = 4 \times 3 = 12$$

Además, hay que tener en cuenta las 3 ecuaciones desprendidas del posicionamiento del pistón hidráulico, halladas usando el Teorema del Coseno.

Sumando las ecuaciones obtenidas de ambas formas, se tienen un total de **15 ecuaciones**.

- a) Las incógnitas conocidas, de antemano, son: A, B, D, Cx, Cy,  $h$ , (esta última correspondiente a una distancia, es determinada por el Teorema de Tales);  $H$ ,  $D$ ,  $hf$ , las tres anteriores, relacionadas por el ángulo  $\alpha$  -también conocido-; y  $\phi$  (relacionada con el ángulo  $\gamma$  mediante relaciones trigonométricas); en total son 10 incógnitas conocidas.
- b) Las incógnitas desconocidas, por tanto, son: Gx, Gy, Fx, Fy, lx, ly, Ex, Ey, Hy, Hx,  $d$ ,  $df$ ,  $l$ ,  $lf$ ,  $\gamma$ ,  $\theta$ , Carrera+Z, W (pues  $\frac{W_x}{2}$ , y  $\frac{W_y}{2}$  están relacionadas por el ángulo  $\theta$ ) en decir, son **18 incógnitas desconocidas**.

Luego, se tienen 15 ecuaciones para 18 incógnitas, quedando un sistema de ecuaciones indeterminado (de tiene infinitas soluciones) con 3 incógnitas. Por tanto, hay que dar valores determinados a estas incógnitas, utilizando un método de iteración, para que converja el sistema en una posible solución que cumpla con las restricciones de diseño del montacargas (anteriormente expuestas).


Utilizando el catálogo comercial de "Cilindros Telescópicos Basculación" de la empresa *Stern hidráulica, s.a.*, se obtienen valores para las incógnitas Carrera+Z, y W.

A parte, se dan valores cumpliendo con las exigencias de diseño, a las incógnitas  $\gamma$  y  $lf$ . Se han escogido estos dos parámetros, aunque hubieran sido igualmente válidos otros ángulos o distancias de las incógnitas desconocidas.

Con la introducción de estos parámetros en el sistema quedan 14 incógnitas para 15 ecuaciones, así que sobra una ecuación. Ecuación que se utilizara para comprobar que están en equilibrio todo el entramado de barras de sustentación.

Que sobre una ecuación se explica haciendo el estudio anterior con solamente las barras de sustentación, sin el pistón hidráulico, en ese caso siguen siendo el número de ecuaciones igual a 12, pero el número de incógnitas cambia: Gx, Gy, Fx, Fy, lx, ly, Ex, Ey, Hy, Hx,  $d$ , son 11 incógnitas.

De esta forma no existen o influyen las incógnitas  $df$ ,  $l$ ,  $lf$ ,  $\gamma$ ,  $\theta$ , Carrera+Z, y W. Las dos últimas son parámetros propiamente dichos del pistón hidráulico, las restantes son geométricas. Ahora sí están directamente relacionados  $l$  y  $d$  por el ángulo.

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén					Nº hoja	Nº hojas
	Anejo Número 1: Cálculos Justificativos					36	145

Sustituyendo todos estos parámetros por sus valores, en caso de ser conocidos, e introduciendo en una hoja de cálculo informáticas, se llegan a las siguientes soluciones.

Barras de sustentación. Entramado

Entramado

By (kN)	8,32	A (kN)	35,48			
S Fx= 0	Cx	0				
S Fy= 0	Cy	8,32				
S Mc= 0	D	35,48		L (mm)	2448,06556	
	H (mm)	2070		D (mm)	1306,952562	
Sólido libre	By (kN)	8,32		A (kN)	35,48	
Barra IGD						
S Fx= 0	Ix	0,01198982				
S Fy= 0	Iy	-35,4610101				
S MI= 0						
	Gx	0,011989822				
Barra FGC	Gy	70,94101007				
S MF = 0						
S Fx = 0	Fx	-13,431568				
S Fy= 0	Fy	-20,572802				
Barra AEI						
S ME= 0	A	35,4610101	((Comprobación))			
S Fx= 0	Ex	0,01198982				
S Fy= 0	Ey	70,9410101				
Barra BEHF						
S Fy= 0	Hy	42,0482078				
S Fx= 0	Hx	-13,443558				
S MH=0	d (mm)	490,700761	h (mm)	777,190088	l (mm)	1128,929191
Gamma	40	< 57,98	cos Teta	0,967972606		
lf (mm)	1505	>1224	Teta	14,54	<32,02	
l (mm)	1047,31519	<1224				
Wx/2	13,44355771	Wy/2	42,0482078			
hf	967,3953526	df	1152,89689			
Pistón	Carrera+Z (mm)	2130	W (Ton)	9	Carrera (mm)	2130
	sen gamma	0,64278761			Z (mm)	0
	fi	50	>32,27	>57,73		
	Wx/2	13,44355771	Wy/2	42,0482078		



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Se comprueba de forma inmediata con la ecuación de sumatorios de momento sobre la “barra AEI” que el entramado esta en equilibrio; pues coinciden las fuerza A sobre la barra, con su reacción sobre el apoyo móvil de la plataforma.

Además, se verifica que las fuerzas ejercidas sobre el pistón hidráulico son a compresión.

Los parámetros introducidos en la hoja de cálculo provienen del catálogo comercial [23] para un único pistón hidráulico, aunque se podrían haber hechos los cálculos para un número mayor de pistones.

En los resultados anteriores están las claves para el diseño del este tipo de montacargas industrial. Por un lado, se obtienen las fuerzas que equilibra el montacargas. Por otro, se determina los ángulos necesarios para funcionamiento. Desprendiéndose de estas fuerzas la dimensiones de las barras de sustentación, el dimensionado de la base del montacargas, y el tipo de pistón hidráulico utilizado (que se estudiarán detalladamente en sucesivos apartados).

Por el momento, se puede decir, que:

- La longitud entre nudos extremos de las barras de sustentación será de  $L = 2448 \text{ mm}$ .
- La fuerza aplicada sobre los apoyos C del montacargas es de  $8,32 \text{ kN}$ ; y sobre los rodillos de los apoyos móviles de  $D = A = 35,48 \text{ kN}$ .
- Que el pistón hidráulico tiene que ejercer unas fuerzas de 9 Toneladas (a tracción), y tener una longitud expandido al máximo de  $2130 \text{ mm}$  (que es casi la mitad de la longitud a salvar por el montacargas). Quedando establecidas las distancias de sus apoyos sobre las barras de sustentación.

### 2.2 Pistón hidráulico

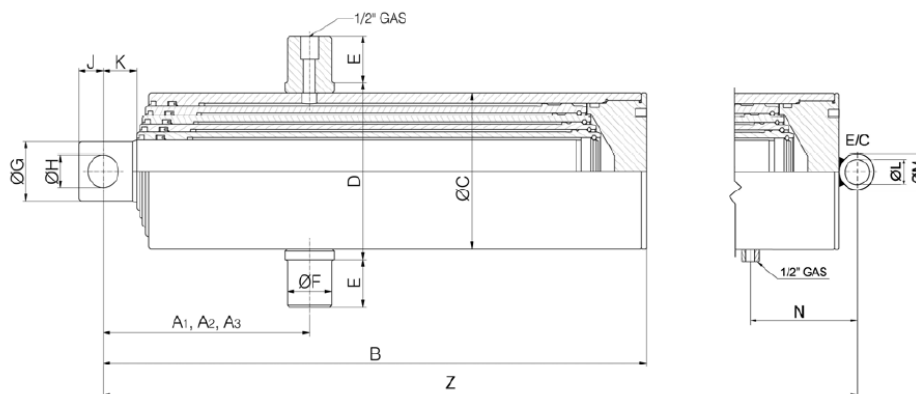
En este apartado se procede a un estudio detallado del pistón hidráulico en base al catálogo comercial [23], y de la Norma UNE-EN 81-31.

STN / STF



**Cilindro Telescopico Nitrurado – Serie STN**  
**Nitrided Telescopic Cylinder – Serie STN**

**5 Expansiones**  
**5 Stages**





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Codigo/Code	Carrera Stroke	Ø 46	Ø 61	Ø 76	Ø 91	Ø 107	Ø 126	Ø 145	Ø 165	Ø 187	A1	A2	A3	Z	(*)Ton	D.P. Giro
STN-107-5-1200	1195	*	*	*	*	*					110	200	--	--	6	1500
STN-107-5-1450	1445	*	*	*	*	*					110	200	--	--	6	1800
STN-126-5-1900	1880		*	*	*	*	*				--	200	462	--	9	2300
STN-126-5-2100	2130		*	*	*	*	*				--	200	--	--	9	2700
STN-145-5-1800	1815			*	*	*	*	*			--	196	--	--	13	2300
STN-145-5-2100	2065			*	*	*	*	*			--	196	--	--	13	2600
STN-145-5-2300	2315			*	*	*	*	*			--	196	--	--	13	2950
STN-165-5-2250	2250				*	*	*	*	*		--	198	--	--	18	2900
STN-165-5-2500	2500				*	*	*	*	*		--	198	--	--	18	3200
STN-165-5-2750	2750				*	*	*	*	*		--	198	--	--	19	3500
STN-187-5-2500	2435					*	*	*	*	*	--	210	--	--	25	3100
STN-187-5-3000	2935					*	*	*	*	*	--	210	--	--	26	3700

(\*) capacidad de basculación aconsejada / Recommended basculation capacity

El pistón hidráulico formara un ángulo sobre la horizontal, cuando se encuentre en a su mayor carrera, de  $\alpha + \theta = 72,27^\circ$ , comprendida entre la basculación aconsejada de  $61^\circ$ - $76^\circ$

Codigo/Code	Carrera Stroke	B	ØC	D	E	ØF	ØG	ØH	J	K	ØL	ØM	TOMA (GAS)	N	E/C	Peso(Kg) Weight (Kg)	Vol. (Lt)
STN-107-5-1200	1195	407	130	148	45	45	43	26	25	34	41	60	1/2"	120	140	33,5	6,3
STN-107-5-1450	1445	457														37,5	7,6
STN-126-5-1900	1880	554														62,0	14,2
STN-126-5-2100	2130	604	150	168	45	45	58	31	25	34	46	65	1/2"	122,5	160	67,5	16,2
STN-145-5-1800	1815	552														79,5	18,8
STN-145-5-2100	2065	602	170	190	50	50	73	36	30	40	51	75	3/4"	127,5	180	87,0	21,5
STN-145-5-2300	2315	652														101,0	23,9
STN-165-5-2250	2250	644														103,5	31,3
STN-165-5-2500	2500	694	193	230	50	50	88	41	30	40	61	85	3/4"	132,5	203	112,0	34,8
STN-165-5-2750	2750	744														118,5	38,3
STN-187-5-2500	2435	705	216	250	50	65	104	46	35	50	66	90	3/4"	135	226	139,0	44,1
STN-187-5-3000	2935	805														158,5	53,9

Se vuelve a insistir que el equilibrio del entramado se produce por la influencia del pistón hidráulico -bajo la condición de reacción en el nudo C nula en dirección horizontal-, sin la fuerza del pistón hidráulico no se conseguiría la estabilidad de la estructura. Es decir, que el pistón no realiza únicamente la elevación de la plataforma, sino también, equilibra la estructura haciendo  $C_x$  nula.

Del diseño se impone la condición de una vez plegada la tijera (plataforma en su cota más baja) el parámetro Z (longitud del pistón hidráulico sin carrera, es decir, parte muerta) tiene que ser menor de 465mm, debido a la distancia entre sus apoyos. Se comprueba conociendo que la carrera es de 2130 mm en 5 expansiones:

$$Z \approx \frac{\text{carrera}}{5} + \frac{\phi H}{2} + \frac{\phi L}{2} = 464,5mm$$

Cumpliendo esta condición no sería necesario engrase adicional en el vástago del pintón hidráulico.

Comprobación de los requisitos impuestos por la norma UNE-EN 81-31, para la selección del cilindro. En el Anexo G. Requisitos para la tracción de sistemas de accionamiento por tambor o hidráulicos, en su apartado accionamiento hidráulico para método de funcionamiento de acción indirecta las presiones en el cilindro y su émbolo deben calcularse de forma que, sometidos a las fuerzas resultante de una presión igual a 2,3 veces la presión a plena carga, esté asegurado un coeficiente de seguridad de, al menos, 1,7 en relación al límite convencional de elasticidad  $R_{p0,2}$ .

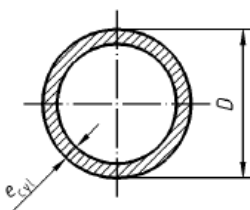


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En el mismo anexo de la norma, para el cálculo de los espesores de los cilindros simples y telescópicos, debe añadirse un valor adicional de 1,0 mm para las paredes y el fondo del cilindro, y de 0,5 mm para las paredes de los émbolos huecos.

Del “Anexo I. Cálculo de los pistones, cilindros y canalizaciones” para el cálculo de resistencia a la presión. Se extrae el siguiente modelo de cálculo:

### I.1.1 Cálculo del espesor de las paredes de los émbolos, cilindros, canalizaciones rígidas y accesorios



Leyenda

$D$  Diámetro externo del cilindro

$e_{cyl}$  Espesor de la pared del cilindro

Figura I.1 – Espesor de la pared de pistones, cilindros, canalizaciones rígidas y accesorios

$$e_{cyl} \geq \frac{2,3 \times 1,7 \times p}{R_{p0,2}} \times \frac{D}{2} + e_0$$

donde

$e_0$  = 1,0 mm para las paredes y fondos de los cilindros y las canalizaciones rígidas entre el cilindro y la válvula paracaídas, si existe;

= 0,5 mm para el émbolo y las otras canalizaciones rígidas;

2,3 = coeficiente de pérdidas por fricción (1,15) y picos de presión (2);

1,7 = coeficiente de seguridad con relación al límite convencional de elasticidad.

En el catálogo de la empresa [23] se dice que para los “Cilindros Telescópicos Nitrurados” “Para todas las expansiones y el cuerpo exterior sólo es usado acero sin soldadura con alto límite elástico ( $RS \geq 52$  KGS/MM<sup>2</sup>)”, además, la “presión máxima de trabajo” es según el fabricante de “ $P = 180$  bares” la comprobación consiste en una “prueba hidráulica (que) se realiza a 240 bares”

Para el pistón hidráulico seleccionado en el catálogo se muestra que  $D = \varnothing C = 150$  mm.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Como la presión a plena carga: Presión estática ejercida sobre la canalización, directamente conectada al cilindro, estando la unidad transportada de carga con la carga nominal estacionada en la planta más elevada según la norma UNE-EN 81-31. Por tanto, considerando el bulón-pasador del apoyo superior del pistón hidráulico como canalización directamente conectada al cilindro por ser el de menor diámetro de los dos (apoyos del pistón hidráulico), siendo conocido su diámetro igual a  $\phi H$ . Como presión es fuerza dividida de área, se conoce la fuerza “(\*) Ton” extraída del catálogo que actúa a compresión en dirección del pistón hidráulico cuando está la unidad transportada de carga con la carga nominal estacionada en la planta más elevada; queda determinar el área. Considerando el área como la superficie del apoyo superior del pistón hidráulico contra el pasador, queda  $A = t \phi H$ .

Considerando el apoyo superior del pistón hidráulico de geometría cúbica, el espesor del apoyo debe ser  $t = J + K = 59 \text{ mm}$ .

$$P_{\text{plena carga}} = \frac{* \text{Ton}}{t (\phi H)} = 9,98 \text{ N/mm}^2$$

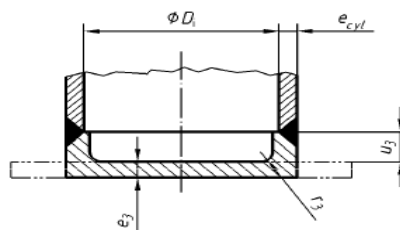
$$e_{\text{cyl}} \geq \frac{2,3 * 1,3 * 9,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{52 * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} * \frac{150 \text{ mm}}{2} + 1 \text{ mm} = 5,38 \text{ mm}$$

El espesor de la pared del pistón hidráulico debe ser como mínimo 5,38 mm; y para el embolo el espesor tiene que ser como mínimo de 4,9 mm.

$$e_{\text{cyl}} \geq \frac{2,3 * 1,3 * 9,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{52 * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} * \frac{150 \text{ mm}}{2} + 0,5 \text{ mm} = 4,9 \text{ mm}$$

Para comprobar el fondo plano del pistón hidráulico: “I.1.2.4 Fondo planos con brida soldada”, que es el caso utilizado para el montacargas industrial

### I.1.2.4 Fondos planos con bridas soldadas



#### Leyenda

- $D_1$  Diámetro interno del cilindro
- $e_{\text{cyl}}$  Espesor de la pared del cilindro
- $e_3$  Espesor del fondo plano
- $u_3$  Altura de la parte cilíndrica del fondo
- $r_3$  Radio de acuerdo interno del fondo

Figura I.4 – Fondo plano con bridas soldadas

Condiciones:

$$u_3 \geq e_3 + r_3$$

$$r_3 \geq \frac{e_{\text{cyl}}}{3} \quad \text{y} \quad r_3 \geq 8 \text{ mm}$$

$$e_3 \geq 0,4 * D_1 \sqrt{\frac{2,3 * 1,7 * p}{R_{p0,2}}} + e_0$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para el cálculo de este apartado se utiliza el “espesor de la pared del cilindro” del pistón hidráulico.

Considerando el diámetro interior como diámetro exterior menos espesor de la chapa,  $D_i \leq D - e_{cyl} \leq \varnothing C - e_{cyl} \leq 150 - 3,2 = 146,8 \text{ mm}$ . Para el apoyo inferior del pistón hidráulico su diámetro interior es  $\varnothing L = 46 \text{ mm}$ , y considerando que su espesor longitudinal es  $E/C = 160 \text{ mm}$ , entonces, la presión a plena carga queda

$$P_{\text{plena carga}} = \frac{* T_{on}}{\frac{E}{C} (\varnothing L)} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$e_3 \geq 0,4 * 146,8 \text{ mm} \frac{2,3 * 1,7 * 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{52 * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} + 1 \text{ mm} = 18,81 \text{ mm}$$

El espesor de la chapa del fondo tendrá que ser como mínimo 18,81 mm.

$$r_3 \geq \frac{e_{cyl}}{3} = \frac{5,38}{3} = 1,8 \text{ mm}$$

Por tanto,  $r_3$  tendrá que ser mayor o igual a 8 mm, porque el valor obtenido en la fórmula anterior es menor a 8 mm.

$$u_3 \geq e_3 + r_3 = 18,81 + 1,8 = 20,61 \text{ mm}$$

La altura de la parte cilíndrica del fondo ha de ser mayor a 20,61 mm, se conoce que la distancia de la toma hasta la brida soldada es de  $N - \varnothing M = 57,5 \text{ mm}$ , es por tanto, posible cumplir la exigencia de la Norma.

Respecto a la comprobación del pandeo en el pistón hidráulico, el procedimiento recogido en la norma UNE-EN 81-31 para su estudio no es válido para este número de expansiones (5 expansiones), por tanto, se da por válido los estudios realizados al respecto por el fabricante.

El pistón hidráulico tiene que tener espesores superiores en la pared **5,38 mm**; en el embolo **4,9 mm**, en la chapa del fondo **18,81 mm**; y la altura de la parte cilíndrica del fondo ha de ser mayor a **20,61 mm**

### 2.3 Esfuerzos experimentados por las barras de sustentación

A continuación, se procede al estudio de los esfuerzos sobre las barras de sustentación creadas por las fuerzas halladas en los apartados anteriores. Se ha adoptado el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga puntual”, por ser un modelo sencillo y representativo de la realidad.

Para el estudio de las barras de sustentación, aunque se trate de un entramado (tienen movimiento las barras), es necesario inmovilizar las barras en una posición concreta en el plano. Debido al movimiento de las barras, los ángulos y las reacciones, y por consiguiente los esfuerzos, van a cambiar para cada posición. El estudio de los esfuerzos, se realiza para la cota más elevada de la plataforma del montacargas, por considerar que es el caso más desfavorable como se demostró en el estudio de la viga marco, y además, por cumplirse que conforme se incrementa la magnitud del ángulo  $\alpha$  – que está directamente relacionado, por la tangente, con la posición vertical de la plataforma, o inclinación de la barra- son mayores los esfuerzos.

En los diagramas de momentos flectores de las barras, realizados para viga simplemente apoyada, se observa como los momentos en los apoyos de los extremos de las barras son nulos, hecho que concuerda con el apoyo real utilizado donde no se permite el giro libre (no es empotrado).



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

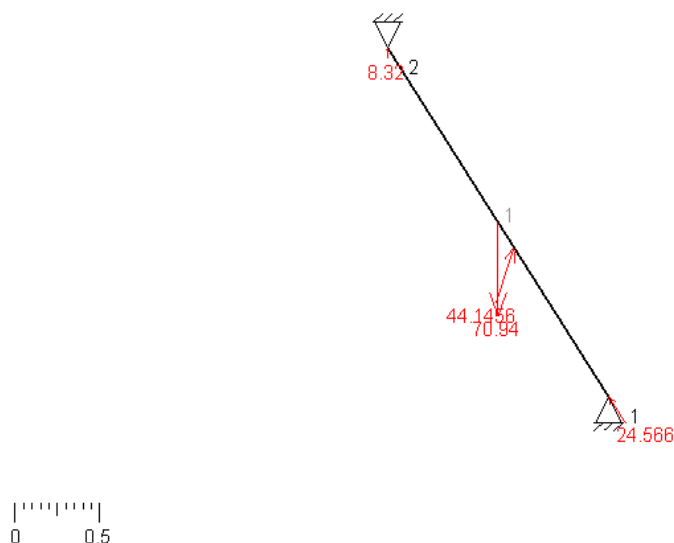
Para la utilización del modelo de “Carga puntual” se asume la hipótesis de fuerzas -aplicadas en un punto, es decir, un vector-, sobre las articulaciones de las barras de sustentación sin excentricidad.

Las barras de sustentación, que conforman las tijeras del montacargas, tienen los siguientes diagramas de esfuerzos [4, Anejo Nº3] cuando está cargada la plataforma con el máximo peso. Las barras se nombran desde su nudo más alto al más bajo:

### TÍTULO Barra de sustentación BEHF

Barra de sustentación BEHF (estado 1)

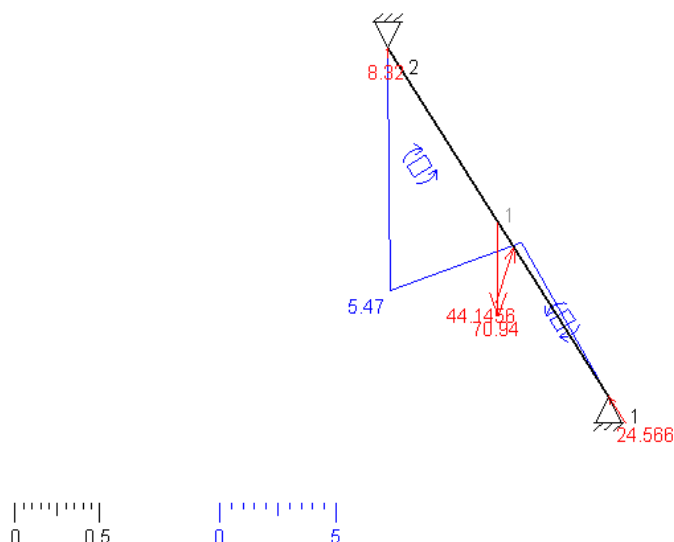
MEFI



Barra de sustentación BEHF (estado 1)

Momentos flectores

MEFI



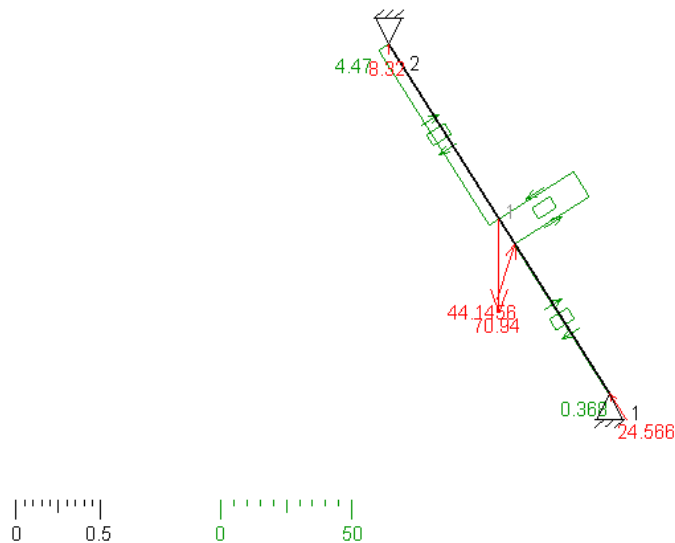


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación BEHF (estado 1)

Esfuerzos cortantes

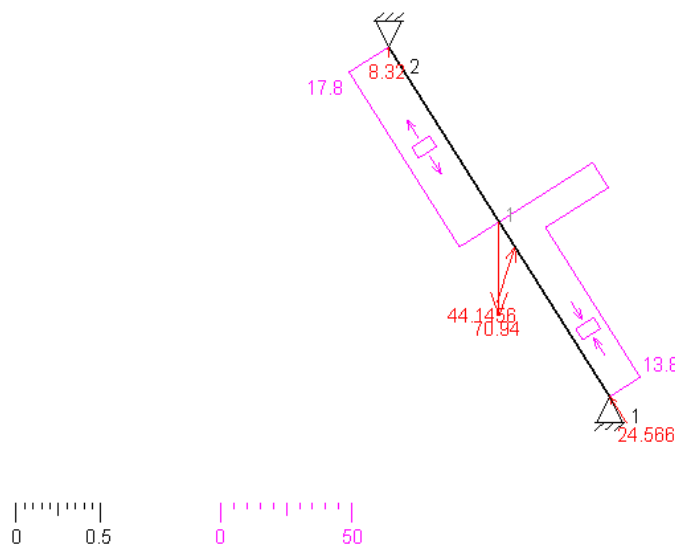
MEFI



Barra de sustentación BEHF (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



El diagrama de esfuerzo axial anterior, correspondiente a la barra de sustentación BEHF, es fruto de la combinación de las dos fuerzas aplicadas sobre la barra, en los puntos E y H. Es interesante ver el estado de esfuerzos axiales de cada fuerza por separado, y llegar al estado total haciendo uso del Método de Superposición. Cuando se ejerce la fuerza del bulón-pasador solamente, E, el diagrama de axiales es:

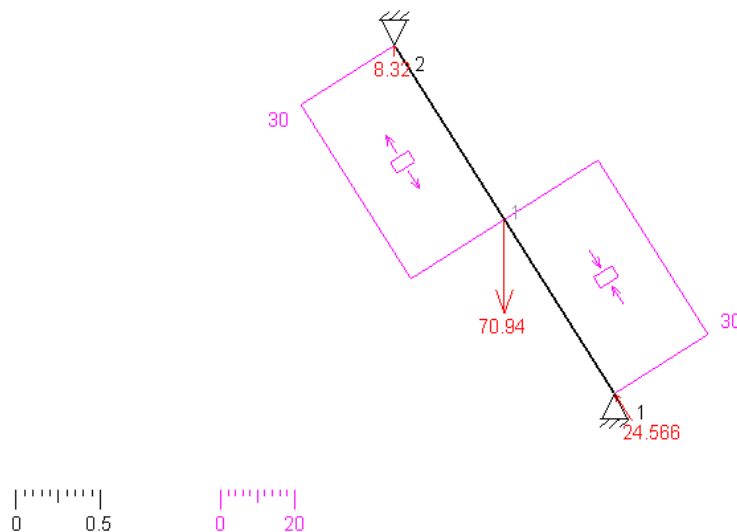


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación BEHF (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI

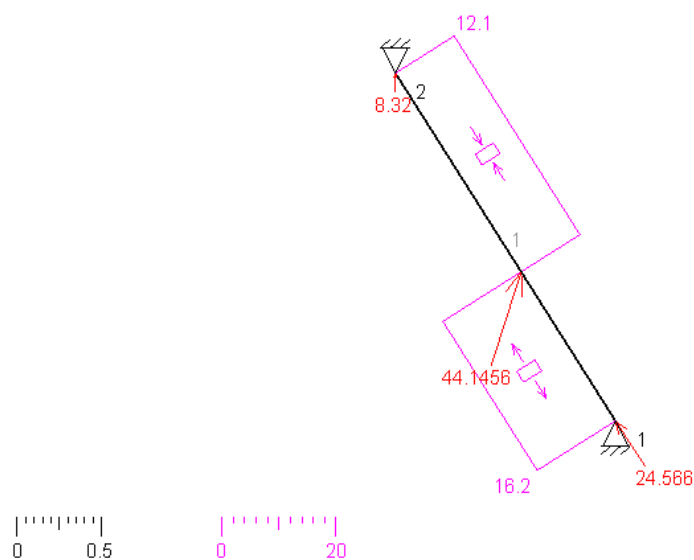


Para la fuerza ejercida por el pistón hidráulico en el nudo H, queda el siguiente diagrama de esfuerzos axiales:

Barra de sustentación BEHF (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



Con el uso del Método de Superposición, se obtienen los esfuerzos axiales totales, en la barra de sustentación BEHF:

$$N_{FH} = N_{FH_1} + N_{FH_2} = 16,2 - 30 = -13,28 \text{ kN}$$

$$N_{HE} = N_{HE_1} + N_{HE_2} = -12,1 - 30 = -42,1 \text{ kN}$$

$$N_{EB} = N_{EB_1} + N_{EB_2} = -12,1 + 30 = 17,9 \text{ kN}$$

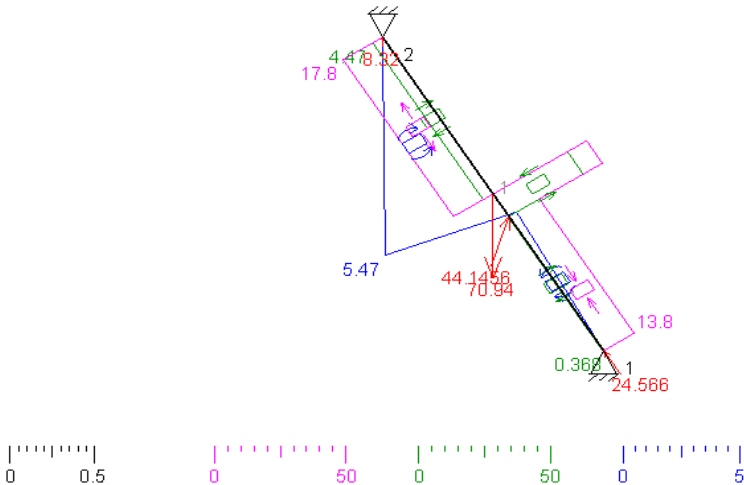


# Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El esfuerzo axial máximo se produce para la zona comprendida entre los puntos E y H, de la barra de sustentación, y tiene un valor de 42,1 kN a compresión (se adopta el criterio de tracción para signo positivo; y compresión para signo negativo). Los esfuerzos axiales hallados con el Método de Superposición se corresponden con el diagrama de esfuerzos axiales total (o global), cuando actúan las dos fuerzas sobre la barra de sustentación BEHF (ver diagrama anterior, el primero de axiles).

Barra de sustentación BEHF (estado 1)  
Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

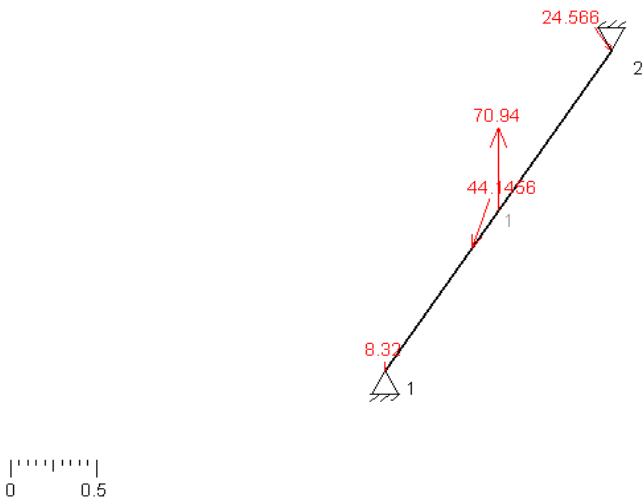
MEFI



FGWC  
TÍTULO Barra de sustentación FGWC

Barra de sustentación FGWC (estado 1)

MEFI

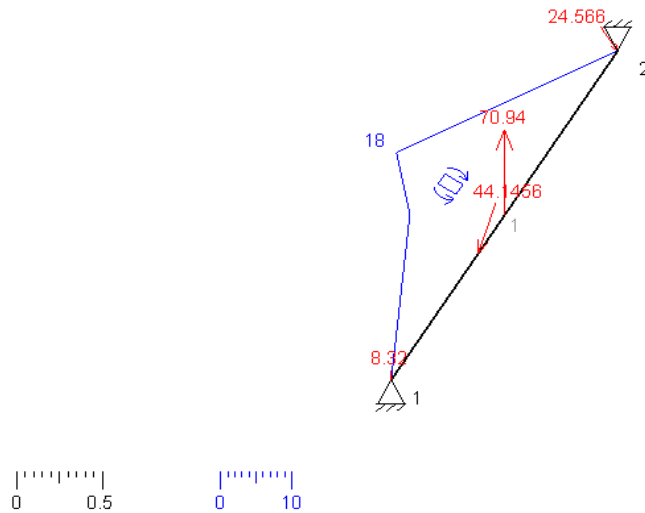




## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

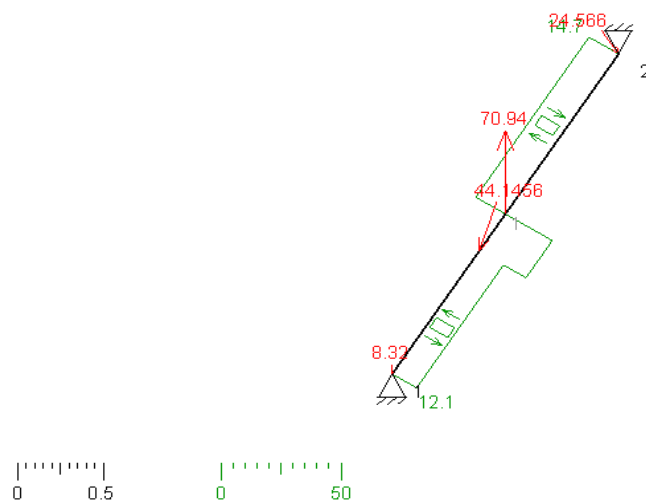
Barra de sustentación FGWC (estado 1)  
Momentos flectores

MEFI



Barra de sustentación FGWC (estado 1)  
Esfuerzos cortantes

MEFI

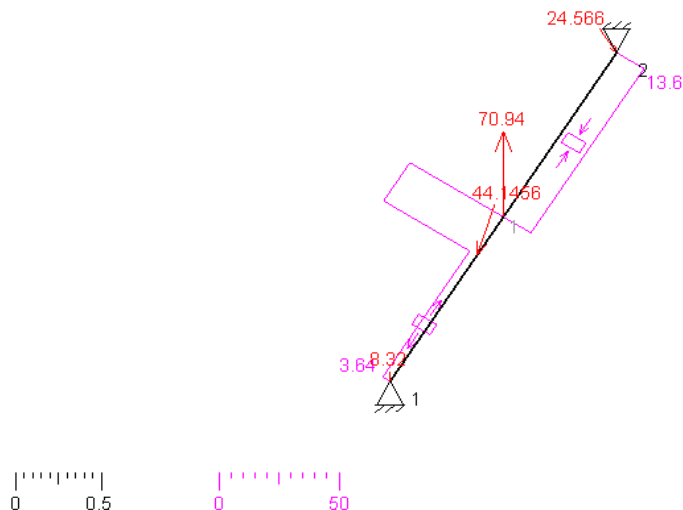




## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación FGWC (estado 1)  
Esfuerzos axiales

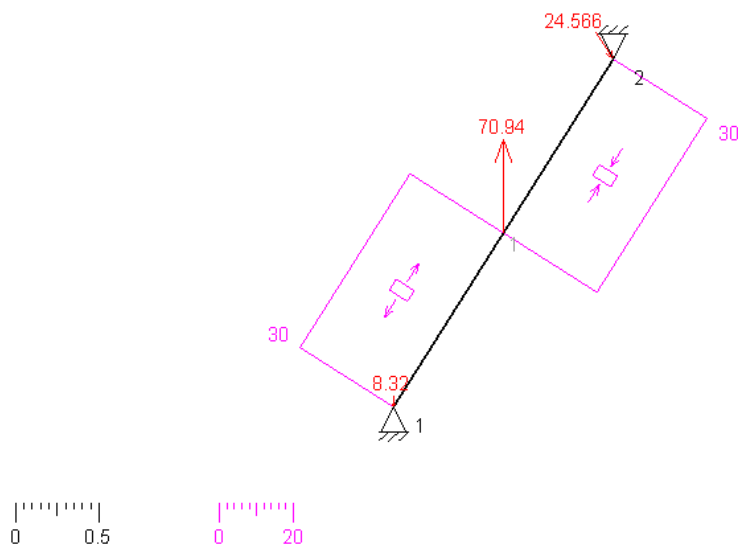
MEFI



El diagrama de esfuerzos axiales anterior es resultado de la acción de la combinación de las dos fuerzas aplicadas sobre la barra, por tanto, es interesante ver la influencia de cada una aplicada por separada, y utilizando el Método de Superposición actuando en conjunto. Aplicada sólo la fuerza del bulón-pasador central:

Barra de sustentación FGWC (estado 1)  
Esfuerzos axiales

MEFI



y aplicando la fuerza del pistón hidráulico



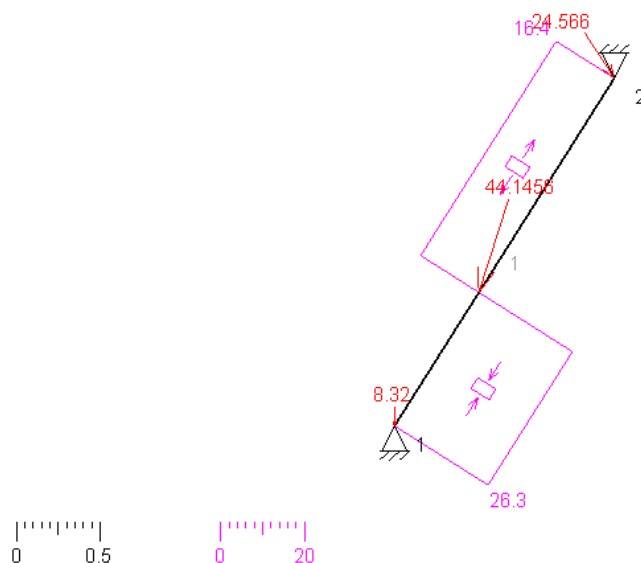


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación FGWC (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



Es fácil determinar el estado total de esfuerzo axil sobre la barra utilizando el Método de Superposición:

$$N_{CW} = N_{CW_1} + N_{CW_2} = -26,3 + 30 = 3,7 \text{ kN}$$

$$N_{WG} = N_{WG_1} + N_{WG_2} = 16,4 + 30 = 46,4 \text{ kN}$$

$$N_{GF} = N_{GF_1} + N_{GF_2} = 16,4 - 30 = -13,6 \text{ kN}$$

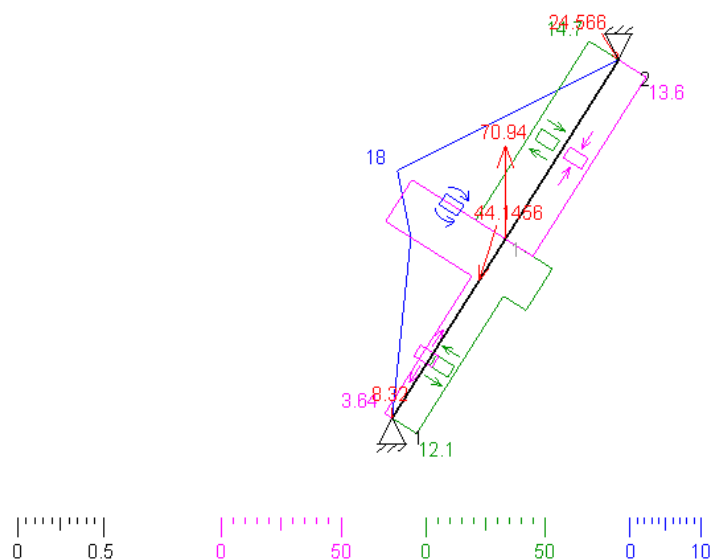
Entonces, el esfuerzo axil máximo se produce en la zona desde el punto W al punto G de la barra de sustentación, con magnitud de 46,4 kN a tracción (signo positivo implica tracción; signo negativo implica compresión).

El estado global (o total) de esfuerzos axiles hallado analíticamente, se corresponde con el diagrama de esfuerzos cuando actúan ambas fuerzas (ver diagrama de axiles primero de la barra de sustentación FGWC)

Barra de sustentación FGWC (estado 1)

Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

MEFI





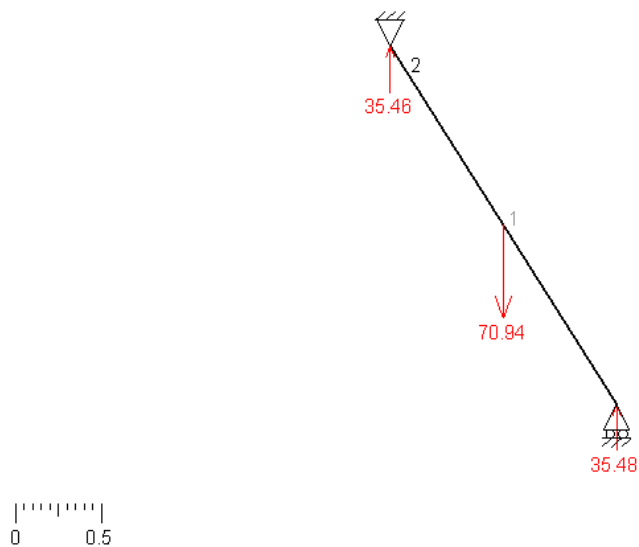
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

IGD

TÍTULO Barra de sustentación IGD

Barra de sustentación IGD (estado 1)

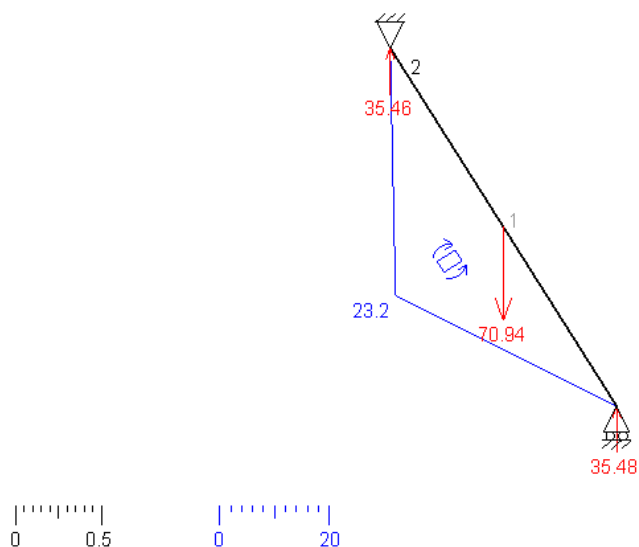
MEFI



Barra de sustentación IGD (estado 1)

Momentos flectores

MEFI



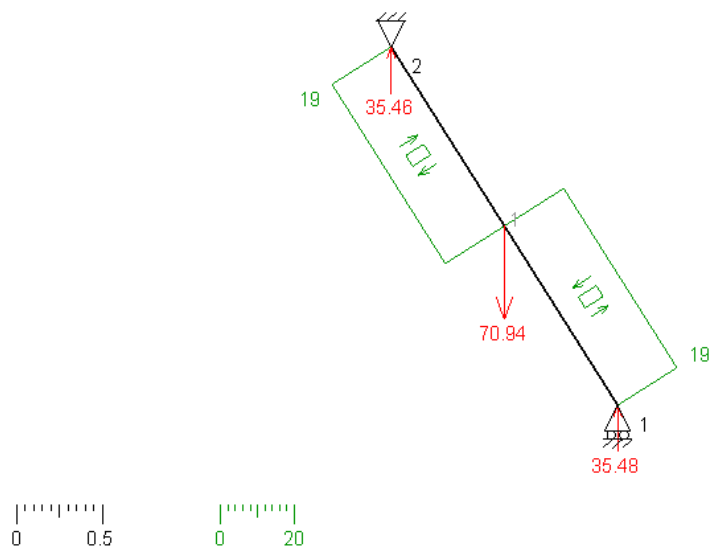


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación IGD (estado 1)

Esfuerzos cortantes

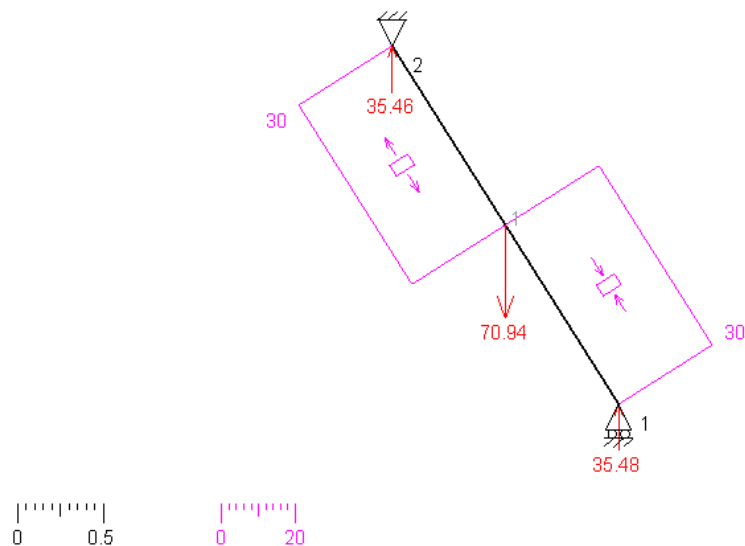
MEFI



Barra de sustentación IGD (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



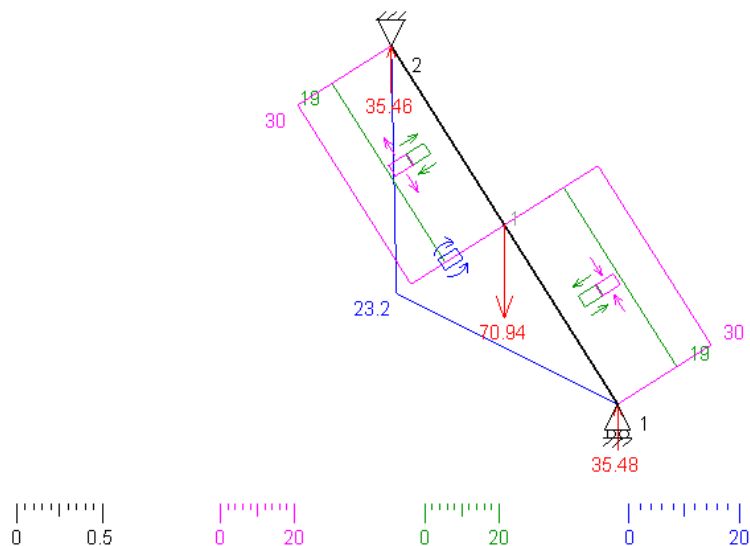


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación IGD (estado 1)

Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

MEFI

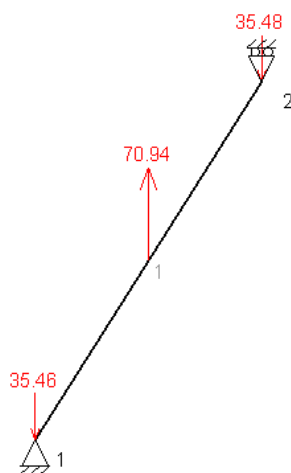


AEI

TÍTULO Barra de sustentación AEI

Barra de sustentación AEI (estado 1)

MEFI



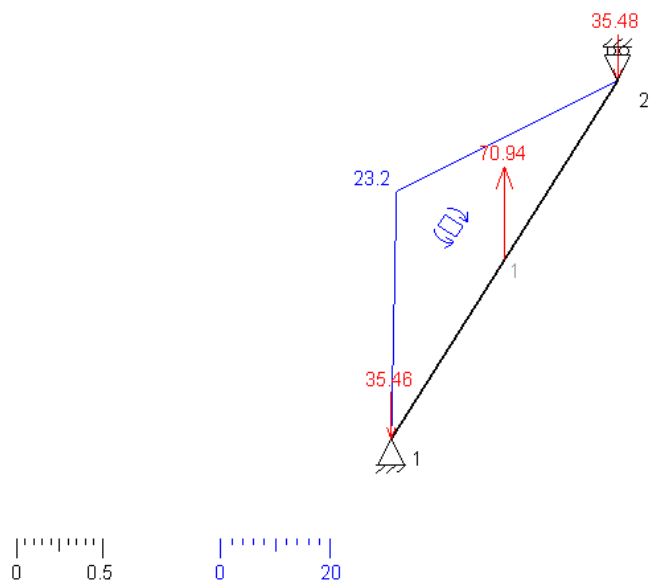


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación AEI (estado 1)

Momentos flectores

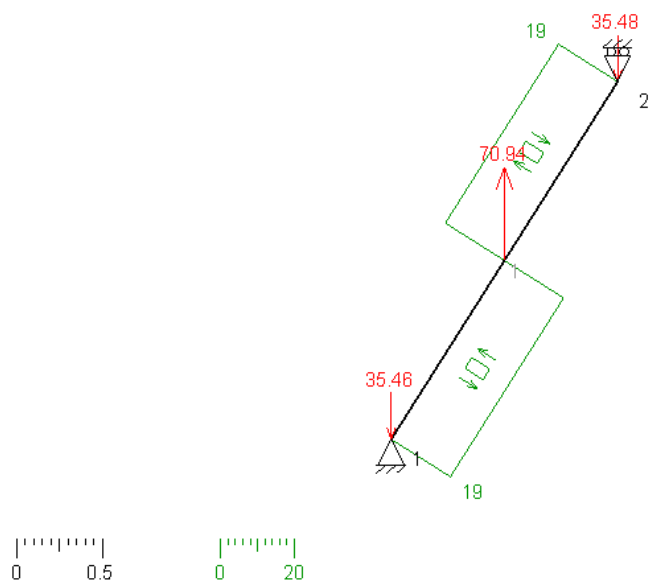
MEFI



Barra de sustentación AEI (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI



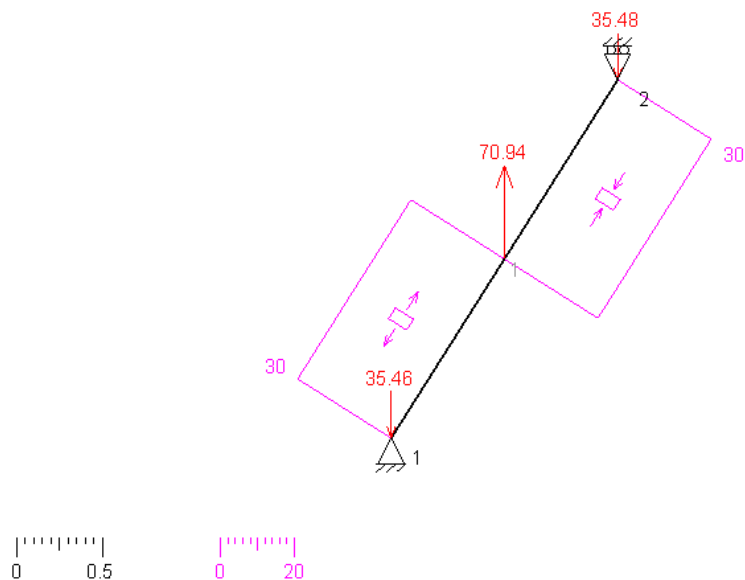


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Barra de sustentación AEI (estado 1)

Esfuerzos axiales

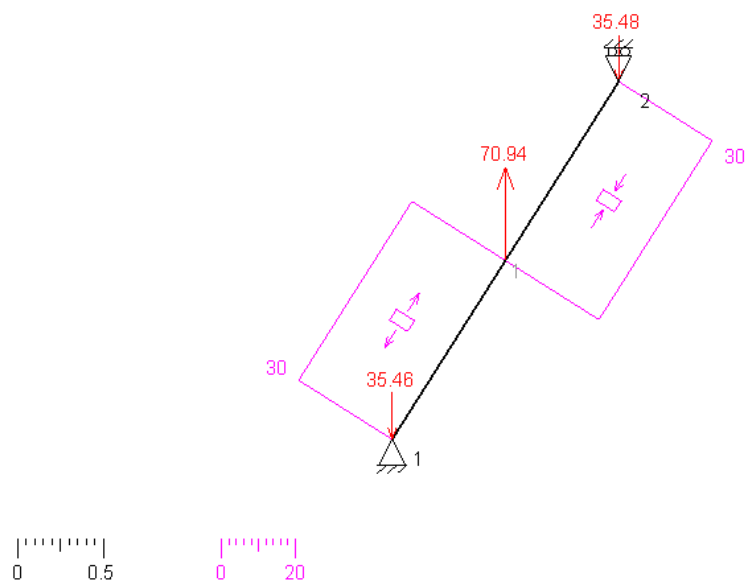
MEFI



Barra de sustentación AEI (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Se resumen los resultados obtenidos para las barras de sustentación del montacargas en las siguientes tablas.

Se observa, en los diagramas como el mayor momento se produce para las barras que tienen el apoyo móvil, es decir, la barra de sustentación IGD, y barra de sustentación IEA.

	BEHF	FGWC	IGD	AEI
V (kN)	0	0	0	0
M <sub>máx</sub> (kNm)	5,47	18	23,2	23,2
N (kN)	0	0	0	0

Los resultados de la tabla anterior son para la sección de la barra de sustentación, donde el momento flector es máximo. Por eso, el cortante en ese punto es nulo.

El esfuerzo axial máximo se da para la barra de sustentación FGWC, en un intervalo muy pequeño de la misma; al igual como sucede con la barra FHEB. Los esfuerzos axiales de las barras IGD y AEI son de igual magnitud, y constante en toda la barra, si bien cambia de tracción a compresión en la mitad de la distancia de la barra, y viceversa.

	FHEB	FGWC	IGD	AEI
N <sub>máx</sub> (kN)	42,1	46,4	30	30
	compresión	tracción		

También, se extrae la resultante de las fuerzas en cada nudo de la barra; que soportan los bulones-pasadores, -y las barras de sustentación-. La mayor resultante de fuerzas se dan en los nodos F y G.

puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)
F	24,57	C	8,32	D	35,48	I	35,46
H	44,15	G	70,94	G	70,94	E	70,94
E	70,94	F	24,57	I	35,46	A	35,48
B	8,32	W/2	44,15				

### 2.4 Dimensiones de Barras de sustentación

Para conseguir un plegado máximo de las barras de sustentación cuando la plataforma se encuentra en su posición más baja, se han realizado barras de inercia variable.

Asumiendo la Hipótesis de Navier para barras esbeltas: "No se consideran las deformaciones axiales, ni las debidas a esfuerzos cortantes para barras que cumplen la relación  $L/h \geq 5$  (piezas esbeltas)"

En este caso para la sección más grande se obtiene que:

$$\frac{L}{h} = \frac{2448}{70} = 34,97 \geq 5$$

Luego, es válido dimensionar únicamente con el momento flector en cada sección.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para perfiles rectangulares de sección hueca [12]:

$$\text{Área} = 2 \cdot (B+H) \cdot \delta$$

$$\text{Inercia}_{\text{eje y}} = (HB^3 - hb^3) / 12$$

$$\text{Inercia}_{\text{eje z}} = (BH^3 - bh^3) / 12$$

donde:

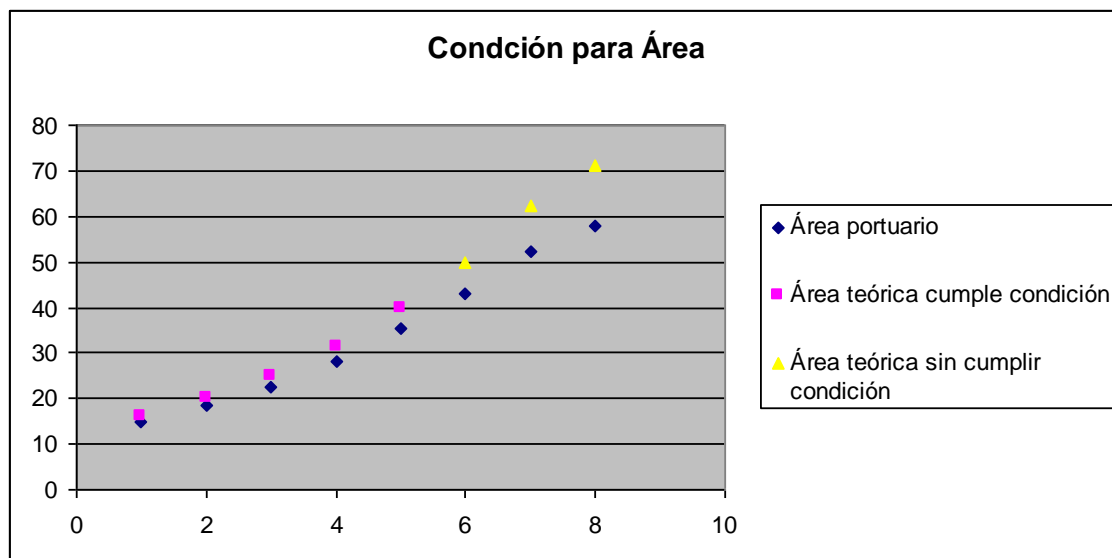
- B es la base exterior
- H es la altura exterior
- b es la base interior; h es la base interior
- $\delta$  es el espesor de la pared del perfil, (también, designado en los prontuarios de perfiles con la letra T)

El uso de la fórmula del área, anterior, está limitado a la condición de  $\delta < H/15$ . Estudiando esta condición para los perfiles comerciales de H= 150 mm y B= 100 mm [12], se observa como la fórmula del área produce variaciones para todos los perfiles, indistintamente de si cumplen la condición antes expuesta o no. Estando todos los valores del prontuario comercial por debajo de los obtenidos con la fórmula anterior.

Verificación de la condición  $\delta < H/15$  para

$$A = 2 \cdot (B+H) \cdot \delta$$

H (mm)	B (mm)	T [ $\delta$ ](mm)	$\delta < H/15$	A teórica (cm <sup>2</sup> )	Aportuario (cm <sup>2</sup> )	$\Delta A$
150	100	3,2	10	16	14,8	1,2
		4	10	20	18,4	1,6
		5	10	25	22,7	2,3
		6,3	10	31,5	28,2	3,3
		8	10	40	35,2	4,8
		$\delta > H/15$				
		10	10	50	42,9	7,1
		12,5	10	62,5	52,1	10,4
		14,2	10	71	57,9	13,1







## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Aunque, conforme aumenta el espesor se hace mayor la variación cometida. Ésta variación va a minorar la tensión real que soporta el perfil.

Al no disponer de otra fórmula de área, para calcular la sección de los perfiles huecos, se asume la variación dentro del factor de seguridad.

De la siguiente tabla de empleo de los aceros se selecciona un acero adecuado para el uso y las solicitudes de la pieza. Un acero muy utilizado en las empresas es el F128, que según la clasificación de esta tabla tiene “gran resistencia, flexibilidad” que está recomendado para “engranajes, bielas, cigüeñales, levas, rodamientos” una vez tratado térmicamente con un templado. Dentro de las anteriores aplicaciones se pueden considerar las barras de sustentación del montacargas, que se están diseñando.

F151	F144	F142	F140	F132	F131	F128	F126	F125	F124	F123	F122	F115	F114	F113	F112	F111	UTILIZACIÓN
																S	Arandelas, Topes
															S		Chavetas, Pasadores
C														S			Tornillos, Tensores
C				T		T	T	T	T	T	T	S	S				Eje, Bulones
				T		T	T	T	T	T	T	S	S				Engranajes
				T		T	T	T	T	T	T	S	S				Bielas
				T		T	T	T	T	T	T						Cigüeñales, Levas
				T		T	T	T	T	T	T						Rodamientos
					T												Muelles, Ballestas
	T	T	T														Grifería
																	Turbinas, Bombas
																	Escapes
																	Válvulas motores
Poca responsabilidad	Resortes de gran media	Resortes de trabajo continuo	Resortes pequeños	De cutoemple	Gran dureza másica	Gran resistencia, flexibilidad	Gran resistencia, fatiga	Gran resistencia, tenaz	Gran resistencia, duro	Gran resistencia, tenaz	Gran resistencia, fatiga	Poca responsabilidad, buena resistencia	Poca responsabilidad, media resistencia	Poca responsabilidad, media resistencia	Poca responsabilidad, resistencia choque	Poca responsabilidad, tenaz	T = templado C = cementado N = nitrurado S = sin tratamiento

F523	F332	F331	F330	F323	F322	F321	F314	F313	F312	F311	F222	F174	F171	F156	F154	F153	UTILIZACIÓN
																	Arandelas, Topes
																	Chavetas, Pasadores
											T						Tornillos, Tensores
											T	N	N	C	C	C	Eje, Bulones
											T			C	C	C	Engranajes
											T			C	C	C	Bielas
											T	N	N	C			Cigüeñales, Levas
																	Rodamientos
																	Muelles, Ballestas
																	Grifería
								S		S							Turbinas, Bombas
								S	S	S							Escapes
	S	S	S	S	T	S											Válvulas motores
Resistente al desgaste	Refactorio alta aleación	Resiste la corrosión intergranular	Resiste altas temperaturas	Trabajo continuo a altas temperaturas	Trabajo continuo a altas temperaturas	Resiste la corrosión y altas temperaturas	Inoxidable 18 / 8	Inoxidable, corrosión, altas temperaturas	Inoxidable	Inoxidable	Alta resistencia, soldable	Alta resistencia, gran dureza	Media resistencia, gran dureza	Alta resistencia, gran dureza	Buena resistencia, buena dureza	Resiste la fatiga, buena dureza	T = templado C = cementado N = nitrurado S = sin tratamiento

El acero F-128 es equivalente, en la correlación de A.I.S.I. (*American Iron and Steel Institute*) a un acero AISI 4340, que según la utilización de aceros recogida en “*Diseño de Máquinas*, V. M. Faires” es un acero aleado utilizado en “cigüeñales, ejes, engranajes, piezas de tren de engranaje; probablemente el mejor acero AISI para aplicaciones generales”



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

NORMAS NACIONALES				UTILIZACIÓN CAMPO DE APLICACIÓN
UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE	
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	Acero aleado al Cr apto para el sector de la construcción y el sector marítimo, apto para el temple superficial.
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	Acero aleado al Cr Mo con una elevada tenacidad y una buena soldabilidad para máquinas y el sector de la automoción.
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	Acero aleado al Cr Mo con una elevada tenacidad para máquinas y el sector de la automoción.
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para temple superficial.
F1252 F125	-	42 Cr Mo S 4	-	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para el temple superficial. Buen mecanizado.
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	Acero aleado para piezas sometidas a cargas elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores : cólicos, maquinaria y maquinaria y herramientas.
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	Acero aleado para piezas sometidas a cargas muy elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores : energéticos, maquinaria y maquinaria y herramientas.
F1260 F126	35 NCD 16	36 Ni Cr Mo 16	-	Acero aleado para piezas muy solicitadas de cualquier dimensión y de máxima responsabilidad, para máquinas y motores. Apto para bajas temperaturas y esfuerzos combinados de flexión y torsión.

Según las recomendaciones de esta empresa el acero F128 tiene su utilización en un campo de aplicación de “Acero aleado para piezas sometidas a cargas elevadas, donde se requiere una tenacidad alta, Sectores: maquinaria y herramientas”

Aplicando esta relación a los propiedades del acero AISI 4340, realizado por el *American Iron and Steel Institute* (A.I.S.I.) (y recogidas como “*Resto tablas –fuente: Mott- Diseño de elementos de máquinas*”) “para un solo conjunto de pruebas a barras redondas de ½ pulgadas (12,7 mm) se obtiene los siguientes valores:

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Recocido	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Recocido	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Recocido	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Recocido	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Recocido	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Recocido	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Recocido	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Nota: Propiedades comunes a todos los aceros al carbón y aleados:

Relación de Poisson: 0.27

Módulo de cortante:  $11.5 \times 10^6$  psi; 80 GPa

Coefficiente de dilatación térmica:  $6.5 \times 10^{-6}$  °F<sup>-1</sup>

Densidad: 0.283 lb/pulg<sup>3</sup>; 7680 kg/m<sup>3</sup>

Módulo de elasticidad:  $30 \times 10^6$  psi; 207 GPa

Notas: Se muestran las propiedades para un solo conjunto de pruebas a barras redondas de 1/2 pulgada

SWQT: Templado una vez en agua y revenido

SOQT: Templado una vez en aceite y revenido

DOQT: Templado doble en aceite y revenido

Temperaturas de revenido: 300 y 450°F. Acero cementado durante 8 h. La profundidad de cementación varió de 0.045 a 0.075 pulg.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

	Resistencia a la tensión Su (MPa)	Resistencia de fluencia Syt (MPa)	Syt/ Su
AISI 4340			
Recocido	745	469	0,6295302
OQT 1300	965	827	0,85699482
OQT 1000	1180	1090	0,92372881
OQT 700	1590	1420	0,89308176
OQT 400	1950	1570	0,80512821

Se observa en la tabla anterior, como los valores obtenidos con la relación antes expuesta para aceros dúctiles, están entorno al 0,9, por lo que se considera válida dicha relación para determinar el “Límite elástico”.

En el caso, de ser simplemente recocido el acero AISI 4340 la relación está considerablemente alejada del 0,9. Por caracterizar un valor atípico es rechazado en el cálculo de la Media Aritmética, que da un resultado próximo al 0,9, dejando de manifiesto que se trata de un acero dúctil; y que se puede asumir como válida dicha relación para determinar el Límite Elástico, siempre que se emplee de forma conservadora.

Para entrar en el prontuario se aproxima un valor equivalente de diámetro para el área conocida. Del intervalo de valores para la resistencia, se toma el valor más bajo del rango para ser conservador en los cálculos del Límite Elástico Mínimo del acero según lo expuesto anteriormente.

RESISTENCIA N/mm² EN ESTADO BONIFICADO									
UNE	AFNOR	DIN	AISI/S AE	D≤16	16<D≤40	40<D≤100	100<D≤160	160<D≤250	250<D≤500
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	-	-	-
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	900 – 1100	800 – 950	750 – 850	650 – 800	650 – 800	600 – 750
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850	650 – 800
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850
F1252 F125	-	42 Cr Mo 3 4	-	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	1200 – 1400	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	1250 – 1450	1250 – 1450	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	850 – 1000
F1260 F126	35 NCD 16	36 Ni Cr Mo 16	-	1250 – 1450	1250 – 1450	1100 – 1300	1000 – 1200	1000 – 1200	-

A partir de la fuerza A, aplicada en el extremo de la barra AEI, se obtiene el momento flector multiplicando la fuerza por la distancia y con el coseno del ángulo que forma la barra con la horizontal:

$$M = A \times \cos \alpha$$

Una vez obtenidos el momento y la inercia [12] se calcula la tensión de flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

siendo  $c = B/2$ .



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Iteración

H(mm)	150	Alfa	57,73	T (mm)	10	A (kN)	44,6
$\sigma$ (MPa)	357,6483344	$\leq 360$		$I(\text{mm}^4)$	1805078,13	$I(\text{cm}^4)$	180,507813
x (mm)	43	B	57,5				

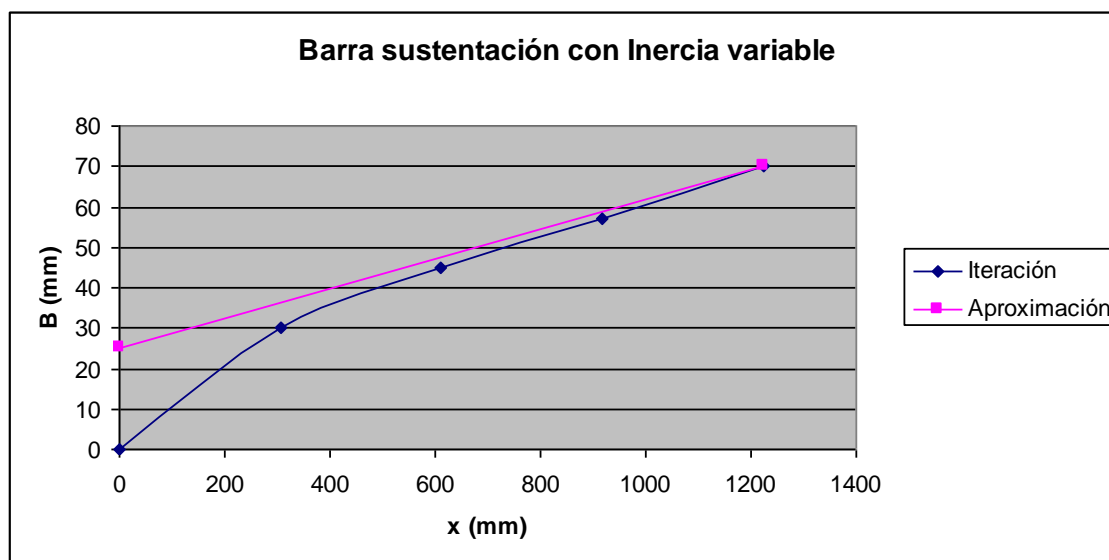
Posición	x (mm)	B (mm)	$\Delta B$	$I (\text{cm}^4)$ (eje débil)	A ( $\text{cm}^2$ )	$I (\text{cm}^4)$ (eje fuerte)	$\sigma$ (MPa)
L/2	1224	70		293,33	44	1053,333333	347,77
3L/8	918	57	13	176,62	41,4	925,7166667	352,74
L/4	612	45	12	96,98	39	807,9166667	338 11
L/8	306	30	15	32,67	36	660,6666667	334,59
	0	0	30				

Apromd.  
( $\text{cm}^2$ ) 40,1

$I_{z\text{promd.}}$   
( $\text{cm}^4$ ) 861,9083333

L/2	1224	70
	0	25

Iterando para las distancias L/2, 3L/8, L/4, y L/8 se obtiene el parámetro B (base del perfil) en cada intervalo de la barra de sustentación.



Aproximando se llega a las siguientes dimensiones para la barra de sustentación:

L (mm)	H (mm)	Bcentro (mm)	Bextremo (mm)	Espesor (mm)
2448	150	70	25	10

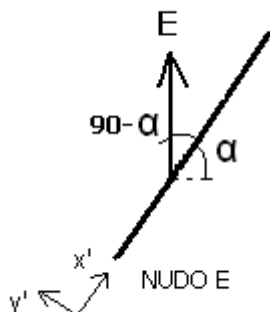
Las barras de sustentación se realizarán de acero F-128 (o AISI 4340).





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En el dimensionado anterior no se consideran los esfuerzos de flexión y torsión producidos por los bulones-pasadores sobre las barras, -se asumen dentro del factor de seguridad-, por ser el esfuerzo equivalente de la sección crítica "E" muy próximo al originado por el flector de la barra de sustentación.



$$\text{sen}\alpha = \frac{Ex'}{E} \Rightarrow Ex' = \text{sen}\alpha * E = 59,88 \text{ kN}$$

$$\text{cos}\alpha = \frac{Ey'}{E} \Rightarrow Ey' = \text{cos}\alpha * E = 37,87 \text{ kN}$$

Realizando los cálculos

$$My = Ex' * L = 59,88 \text{ kN} * 0,25 \text{ m} = 14,97 \text{ kNm}$$

$$\sigma_y = \frac{My}{I_{yfuerte}} \left( \frac{H}{2} \right) = \frac{14,97 * 10^6 \text{ Nmm}}{1053,33 * 10^4 \text{ mm}^4} * \left( \frac{150 \text{ mm}}{2} \right) = 106,6 \text{ MPa}$$

$$T = Ey' * L = 37,87 \text{ kN} * 0,25 \text{ m} = 9,47 \text{ kNm}$$

$$\tau_{\text{máx.t}} = \frac{T y}{I_t} = \frac{9,47 * 10^6 \text{ N mm} * \left( \frac{150 \text{ mm}}{2} \right)}{1346,66 * 10^4 \text{ mm}^4} = 52,74 \text{ MPa}$$

Donde el momento polar de inercia de la barra de sustentación en E se calcula como

$$I_t = I_x + I_y = 293,33 \text{ cm}^4 + 1053,33 \text{ cm}^4 = 1346,66 \text{ cm}^4$$

Se obtienen las tensiones principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{\text{máx.t}}^2} = \frac{347,77 + 106,6}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{347,77 - 106,66}{2} \right)^2 + 52,74^2}$$

Las tensiones principales son  $\sigma_A = 358,8 \text{ MPa}$  y  $\sigma_B = 95,57 \text{ MPa}$ . Aplicando el criterio de fallo de la Energía de la Distorsión, "para un estado de esfuerzo biaxial,

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2} = 321,84 \text{ MPa} < \sigma_{adm.}$$

Como la tensión admisible en las barras de sustentación es de  $\sigma_{adm.} = 360 \text{ MPa}$  para un acero F-128 y un factor de seguridad de 2,5, previsiblemente no se producirá la rotura de la barra de sustentación en este punto debido a los esfuerzos.

Estos cálculos se han realizado sin tener en cuenta el macizado de la barra de sustentación en esta sección, ni el refuerzo de 60mm.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 2.5 Estudio a mecánica de la fractura de las barras de sustentación

Los perfiles tubulares (de sección hueca) presentan el problema de que una vez aparecida una grieta en su superficie su propagación puede ser inmediata, debido al pequeño espesor de sus paredes, hasta la destrucción del mismo.

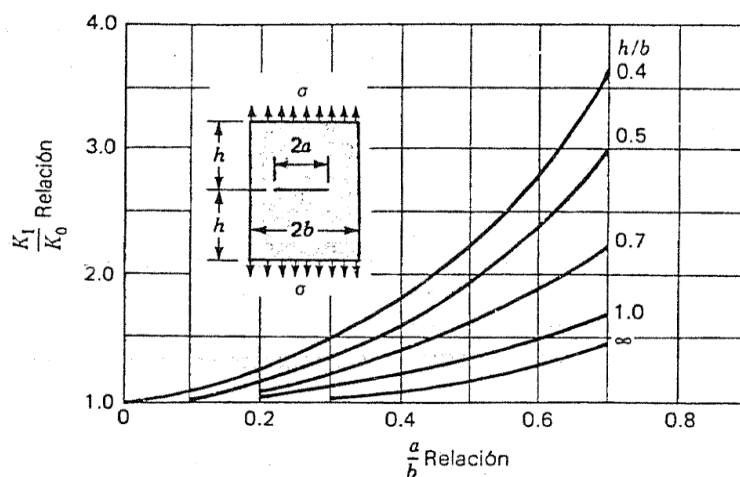
Aunque no se alcance la Resistencia Última del material se puede dar su falla, pero por fortuna, los materiales dúctiles moderan la agudeza de las grietas. [13]

El ESTADO DE ESFUERZO EN UNA GRIETA [13] establece el modelo de cálculo, las condiciones para el desarrollo de la grieta son controladas por la magnitud del factor elástico K de intensidad del esfuerzo, y que en este caso

$$K_0 = \sigma \sqrt{\pi d}$$

Se emplearán las unidades SI de MPa  $\sqrt{m}$  para el factor  $K_0$ .

Para modificar el factor  $K_0$  se emplea la gráfica "FIGURA 6-34 Placa con grieta transversal centrada sometida a carga de tensión longitudinal"



**FIGURA 6-34** Placa con grieta transversal centrada sometida a carga de tensión longitudinal.

De este modo puede observarse que  $K_1$  es función de esfuerzo axial medio y de la configuración geométrica de la pieza. El factor de intensidad de esfuerzo es, una condición análoga al esfuerzo.

El valor análogo a la resistencia del material, que se denomina factor crítico de intensidad de esfuerzo o tenacidad a la ruptura, y se denota mediante el símbolo  $K_c$  según el cual se propagará una grieta.

En el caso de un esfuerzo aplicado conocido  $\sigma$  que actúa en un elemento en el que existe una grieta de longitud conocida o supuesta  $2a$ , cuando la magnitud de K se hace igual a la de  $K_c$ , ocurrirá la propagación de la grieta. Por consiguiente el factor de seguridad  $\eta$  para el diseñador es

$$\eta = \frac{K_c}{K}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En general, cuando se incrementa el espesor de una pieza, se origina una disminución en el valor de  $K_{Ic}$  y se convierte en asintótico a un valor mínimo con espesor creciente. A este valor mínimo se le denomina *factor crítico de intensidad de esfuerzo para deformación plana*, puesto que la deformación que se presenta en la dirección del espesor en la extremidad de la grieta está limitada por el material elástico que la rodea, de modo que la mayor parte de la deformación se presenta en las dos direcciones situadas en el plano de la placa. Conducirá a un diseño conservador para el caso de piezas delgadas. Relación inversa general entre la resistencia de fluencia y el  $K_{Ic}$ .

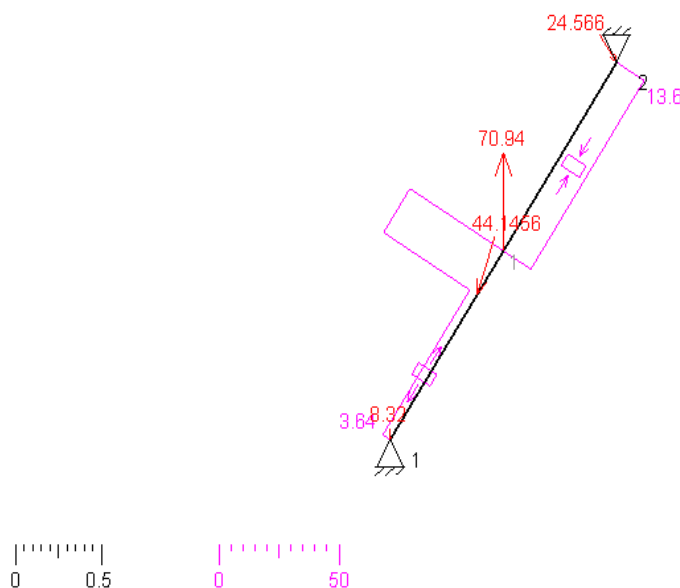
No es necesario hacer el estudio del agujero de la barra de sustentación, donde se inserta el bulón-pasador del apoyo superior del pistón hidráulico, frente a la propagación de grieta, porque trabaja en este punto H la barra de sustentación a compresión. Para compresión no se produce propagación de la grieta, es decir, el esfuerzo axial a compresión atenúa la propagación de grieta en el material por fatiga.

En cambio, la barra de sustentación FGWC sí trabaja a esfuerzo axial de tracción en su punto W. Esfuerzo axial producido por la superposición de la resultante de fuerzas del pistón hidráulico con las resultantes de fuerzas de las cargas, que en el punto W es de 46,4 kN (se suman) a tracción, -(es el máximo esfuerzo a tracción de todas las barras de sustentación)-, como se observa en la gráfica siguiente.

Barra de sustentación FGWC (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



Por tanto, es necesario un estudio a fatiga para esta sección a propagación de grieta. Son tres los casos posibles: “grieta transversal centrada”, “grieta transversal excéntrica”, y “grieta transversal en el borde”; por no ser conocida la posible ubicación de la grieta en la barra de sustentación se hace necesario considerar los tres casos.

Al tener las barras de sustentación del montacargas inercia variable hay que determinar el parámetro  $b$  (ver “Figura 6-36”) para la sección donde el esfuerzo axial es máximo, intervalo entre G y W (de la barra de sustentación FGWC). La menor sección del intervalo es la inmediatamente superior al punto W, pero por ser tan cercana se toma el área del punto en cuestión –aunque, no se da el esfuerzo máximo según el diagrama anterior-, por tanto,  $b$  corresponde a esta sección.

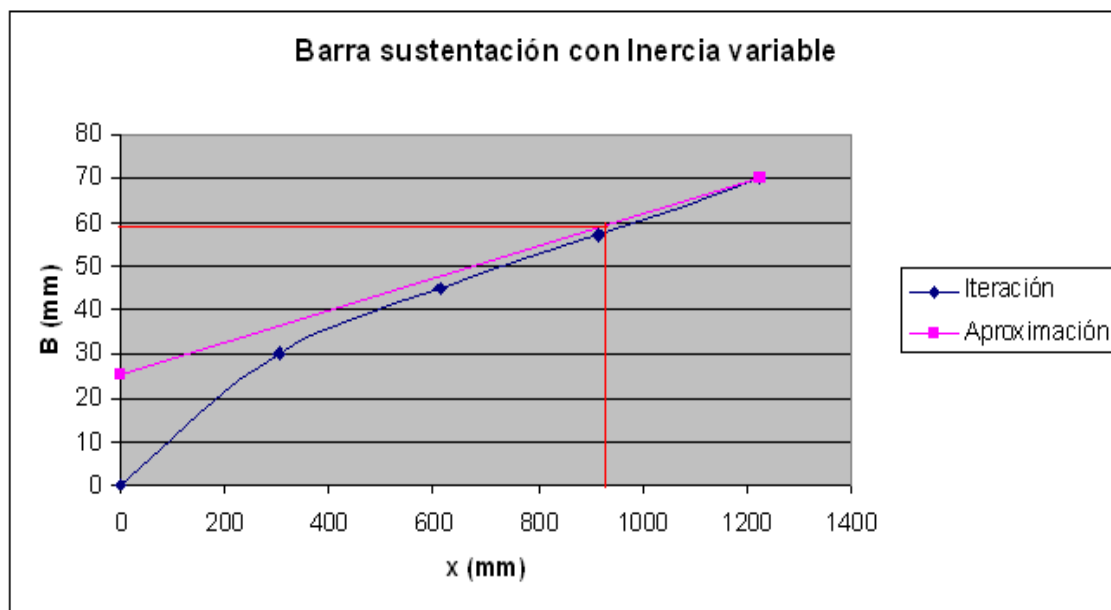


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

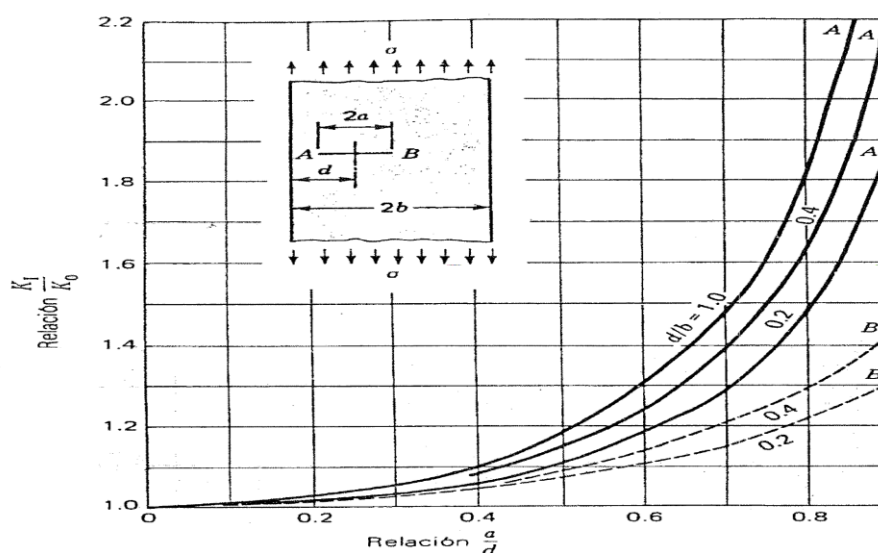
La distancia, en la barra de sustentación, desde el extremo inferior al punto W es de

$$x = L_{barra} - l_f = 2448 - 1505 = 943 \text{ mm}$$

que para la gráfica “Barra sustentación con Inercia variable” se obtiene un valor aproximado de  $B = 60 \text{ mm}$ , es decir,  $b = 60 \text{ mm}$ .



Para “grieta transversal excéntrica”



**FIGURA 6-36** Grieta transversal excéntrica en una placa cargada por tensión longitudinal. Las curvas de trazo continuo corresponden al extremo A de la grieta, y las de trazo interrumpido al extremo B.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Por no ser conocida la distancia “d” a la que aparecerá la grieta, en caso de darse, no resulta útil a efectos de cálculos numéricos el anterior gráfico. Pero sí es práctico para determinar (intuir) el comportamiento de la grieta.

Se observa en la gráfica anterior “Figura 6-36” que para el extremo B de la grieta la relación  $K1/K0$  es menor y, por tanto, la tensión es mayor, siendo menor el factor de seguridad. En conclusión, el caso más desfavorable será cuando la grieta se encuentre en el centro.

Al estar utilizándose el prontuario comercial de aceros [22], sucede igual que antes, es necesario estimar un diámetro efectivo o equivalente para determinar las propiedades mecánicas del acero F-128 trabajando a flexión. Se da una posible solución, [18] cuando las piezas en cuestión tienen una geometría uniforme en la longitud que interesa, el volumen es el producto de la longitud por el área de la sección transversal. Se pueden comparar diferentes formas si se considera una unidad de longitud de cada una y se atiende sólo a las áreas. Como base, se comienza determinando una ecuación para la parte de una sección circular sometida al 95% o más del esfuerzo flexionante, llamando  $A_{95}$  a esta área.

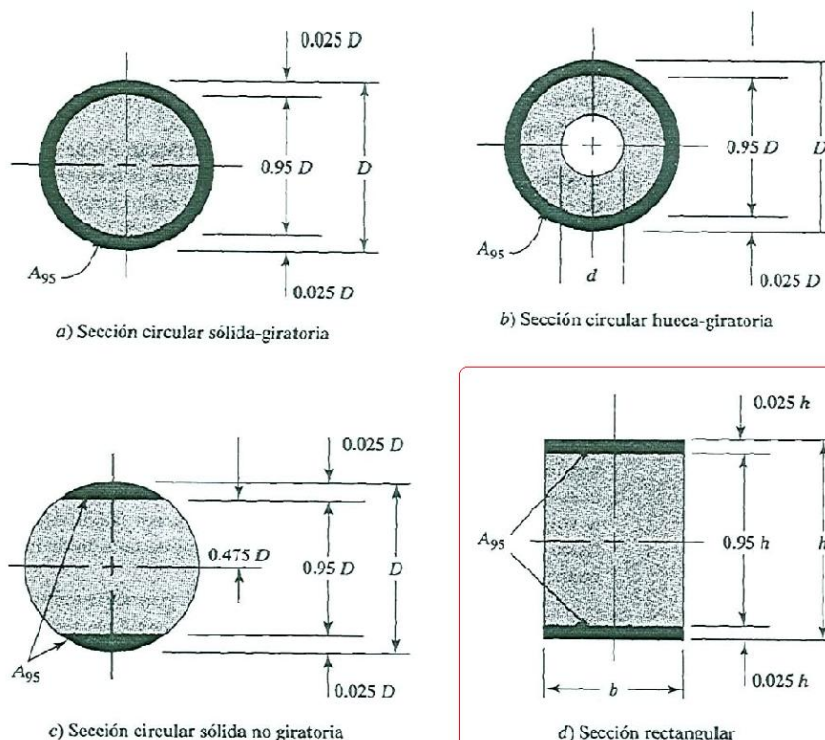
*Sección rectangular en flexión repetida e invertida.* El área  $A_{95}$  se muestra en la figura 5-10(d), y la constituyen dos bandas de espesor  $0.025 h$ , en las partes superior e inferior de la sección. En consecuencia,

$$A_{95} = 0.05 hb$$

Al igualar esto con  $A_{95}$  de una sección circular se obtiene

$$De = 0.808 \sqrt{hb}$$

**FIGURA 5-10**  
Geometría de cortes transversales para calcular el área  $A_{95}$



Por no tener otro procedimiento para obtener un diámetro equivalente o efectivo para un material solicitado a fatiga por flexión, se utiliza este.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Utilizando este procedimiento en la determinación de un diámetro equivalente o eficaz, siendo la altura  $B=70$  mm y  $H=150$  (dimensiones de la barra de sustentación del montacargas), -aunque el perfil utilizado en las barras de sustentación es hueco se utiliza las dimensiones de su perímetro, porque la fórmula es para un área  $A_{95}$ , el diámetro obtenido es aproximadamente de 82,8 mm. Éste diámetro está dentro del intervalo de  $40 < D \leq 100$  mm del prontuario comercial [22]. Como es el mismo intervalo que para el diámetro utilizado en el cálculo a estática sigue siendo igual la resistencia última, que en el caso anterior,  $S_{ut}=1000$  MPa.

Tabla 6-2 VALORES DE  $K_{Ic}$  PARA ALGUNOS MATERIALES

Material		$K_{Ic}$		Resistencia de fluencia	
Designación anterior	Designación UNS	MPa	$\bar{m}$	MPa	kpsi
Aluminio					
2024-T851	A92024-T831	26	24	455	66
7075-T651	A97075-T651	24	22	495	72
Titanio					
Ti-6AL/4V	R36401	215	105	910	132
Ti-6AL/4V*	R36401*	55	50	1.033	150
Acero					
4340	G43400	99	90	860	125
4340*	G43400*	60	55	1.150	220
52100	G52980	14	13	2.070	300

\*Con tratamiento térmico para una mayor resistencia

El acero seleccionado para la construcción de las barras de sustentación es el 4340 (F-128) con un tratamiento térmico de bonificado (temple y revenido). Aunque es un acero tratado térmicamente el valor de la resistencia última no se corresponde con el valor de la tabla 6-2 “Valores de  $K_{Ic}$  para algunos materiales” para el acero “4340\*”, y dada la influencia de  $K_{Ic}$  sobre el factor de seguridad -para un  $K_{Ic}$  mayor el factor de seguridad es menor- se va a utilizar a efectos de comprobación el “4340” que tiene un  $K_{Ic} = 99$  MPa  $\bar{m}$ , con la resistencia última obtenida en el catálogo comercial [22].

Para “grieta transversal centrada”, utilizando las anteriores hipótesis y la gráfica siguiente, se comprueba si las dimensiones y material escogido es válido frente a la falla por fatiga por efecto de las grietas. Como no se dispone, a priori, de las dimensiones de la grieta se supone a efectos de comprobación máxima longitud  $a$  (de la grieta).

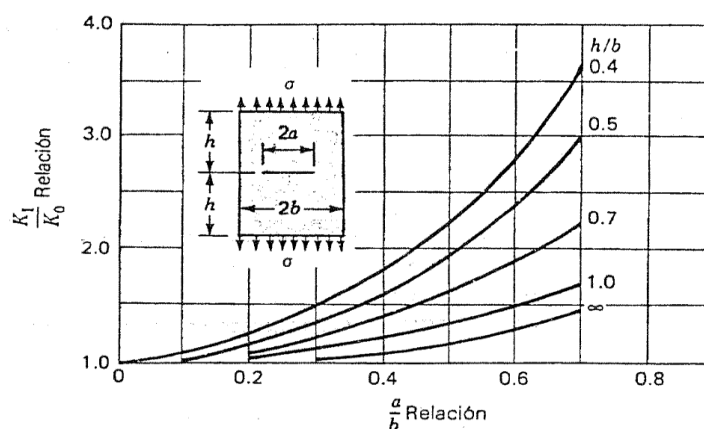


FIGURA 6-34 Placa con grieta transversal centrada sometida a carga de tensión longitudinal.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Paras las dimensiones de las barras de sustentación del montacargas se da una relación  $h/b$  de orden infinita en la gráfica, sobre esta línea la máxima relación de  $a/b$  es 0,7. A partir, de esta relación  $a/b$  se consigue la máxima longitud de grieta  $2a$  tabulada. Para estas condiciones se da una relación aproximada de  $K_I/K_0$  de 1,4. Con todos estos valores se realiza las operaciones,

Realizando la misma operación para el caso

Grieta transversal  
centrada

$b$  (mm) 30

F-128 o AISI 4340 Bonificado (Temple y Revenido)

$S_y$  (MPa) 900

Tabla 6.2.Shigley

KIC (MPa) 3130,65488

Figura 6-37 Shigley

$K_I/K_0$  1,4

$a/b$  0,7  $\geq$   $a$  (mm) 21

$\sigma$ (MPa) 275,310373

$\eta$  3,26903774  $>$  2,5

obteniéndose un factor de seguridad, para el caso más desfavorable, de 3,27 que es muy superior al establecido por la norma. Por lo que se puede afirmar que para una grieta de longitud " $2a$ "= 42 mm no debe de producirse la falla por fatiga en el material (acero F-128) de la barra de sustentación.

Realizando la misma operación para el caso de "grieta transversal al borde", utilizando en esta ocasión la siguiente gráfica,

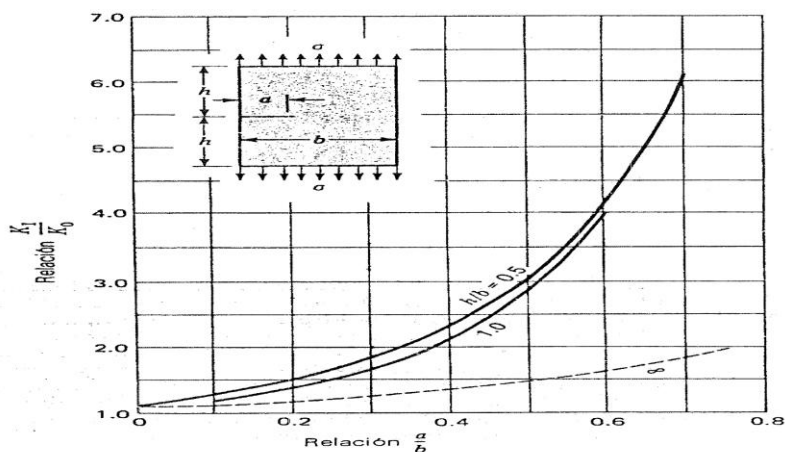


FIGURA 6-37 Placa cargada a tensión longitudinal con grieta transversal en el borde. En el caso de la curva continua no se tiene restricciones a la flexión. La discontinua se obtuvo incluyendo tales restricciones.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Se utiliza el trazo donde se incluyeron las restricciones a flexión por estar la barra de sustentación FGWC, trabajando además de a tensión longitudinal a flexión en el punto estudiado (ver diagrama "barra de sustentación FGWC"). En la línea discontinua -que comprende las restricciones a flexión- la relación  $a/b$  es infinita, lo cual, es lógico pues para que se dé un momento flector ( $M=FL$ ) es necesario que  $h$  (del denominador) sea grande. Para esta línea la mayor relación  $a/b$  se tiene para un valor aproximado de 0.7, del cual se puede despejar  $a$  longitud de la grieta conocido  $b$ , que se corresponde con el parámetro  $B$  de la barra de sustentación. Para estas condiciones se tiene una relación  $K_1/K_0$  de 2.0. Los cálculos para estas condiciones son

Grieta transversal borde

$b$  (mm) 60

F-128 o AISI 4340 Bonificado (Temple y Revenido)

$S_y$  (MPa) 900

Tabla 6.2. Shigley

KIC (MPa) 2150,34881

Figura 6-37 Shigley

$K_1/K_0$  2

$a/b$  0,75  $\Rightarrow$   $a$  (mm) 45

$\sigma$ (MPa) 90,4269169

$\eta$  9,95278874  $>$  2,5

Siendo el factor de seguridad frente a la ruptura por el efecto de la grieta de 45 mm, transversal en el borde, superior al valor establecido por la norma. Por tanto, se puede afirmar que la barra de sustentación del montacargas, construida de acero F-128, no deben fallar frente a fatiga por influencia de una grieta transversal de longitud 45 mm posicionada en el borde.

### 2.6 Comprobación de Pandeo en las barras de sustentación

La menor carga crítica para una columna con extremos articulados se obtiene para  $n=1$ :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

El pandeo de una columna articulada en sus extremos en el primer modo se llama caso fundamental del pandeo de la columna.

El tipo de pandeo descrito en esta sección se llama pandeo de Euler y la carga crítica para una columna elástica ideal suele denominarse carga de Euler. [10]

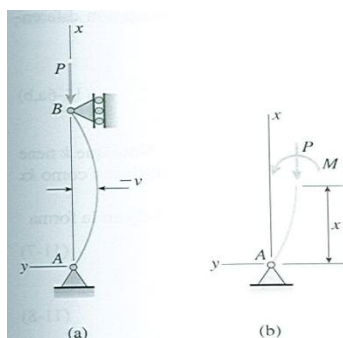


FIGURA 11-6 Columna con extremos articulados (dirección alternativa del pandeo).

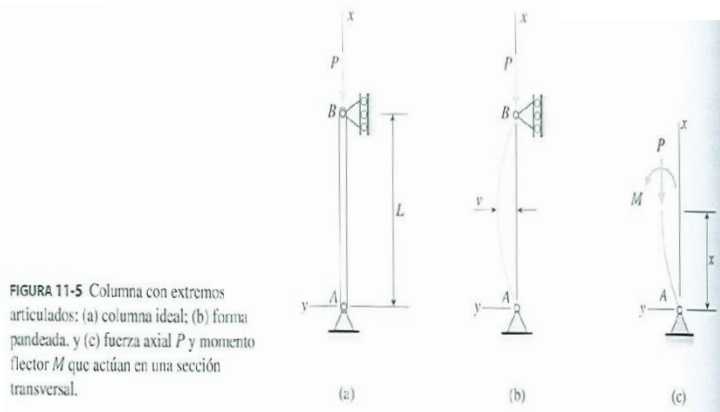


FIGURA 11-5 Columna con extremos articulados: (a) columna ideal; (b) forma pandeada, y (c) fuerza axial  $P$  y momento flector  $M$  que actúan en una sección transversal.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

(a) Columna articulada-articulada	(b) Columna empotrada-libre	(c) Columna empotrada-empotrada	(d) Columna empotrada-articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046 \pi^2 EI}{L^2}$
$L_e = L$	$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$	$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

FIGURA 11-19 Cargas críticas, longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.

En el caso del montacargas si hay pandeo, en las barras de sustentación, se producirá en el plano perpendicular al de aplicación del momento flector. Este plano de pandeo se corresponde con el momento de inercia del eje fuerte de la sección (de la barra de sustentación), cuya fórmula -expuesta anteriormente- es:

$$Inercia_{ejez} = (BH^3 - bh^3)/12$$

Los valores de área y momento de inercia para cinco secciones (en realidad son diez secciones, porque hay simetría en la barra) son:

Posición	x (mm)	B (mm)	Iz (cm <sup>4</sup> ) (eje fuerte)	A (cm <sup>2</sup> )
L/2	1224	70	1053,333333	44
3L/8	918	57	925,7166667	41,4
L/4	612	45	807,9166667	39
L/8	306	30	660,6666667	36

Como la fórmula de carga crítica  $P_{cr}$  anterior es para momento de inercia y área constante, y sirve para comprobar el pandeo frente a esfuerzo axial uniforme. Y en este caso, la inercia y, en consecuencia, la sección son variables debido a la geometría de las barras de sustentación del montacargas; además, de ser el esfuerzo axial variable. Se toma la determinación de promediar inercia y área; y utilizar el máxima esfuerzo axial, a tracción, actuante sobre la sección más solicitada axialmente de la barra de sustentación del montacargas.

Tomando el momento de inercia promediada del eje fuerte, se llegan a los siguientes resultados:

Pandeo en barras. Columna Articulada- Articulada

Izpromd. (cm<sup>4</sup>) **861,9083333** E (MPa) **210000** L (mm) **2448,06556** Factor Seg.  $\eta$  **2,5**

Prc (kN) 2980,808188

Pperm. (kN) 1192,323275  $> N_{m\acute{a}x.}$  (kN) 42,1

No se producirá pandeo en las barras de sustentación, a tenor de los resultados, para un esfuerzo axial máximo de 42,1 kN, con una longitud de barra de 2,448 m; si se respetan las geometrías descritas en el apartado anterior para la construcción de las barras de sustentación con inercia variable.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Este método empleado para el cálculo de pandeo descrito por el libro *Resistencia de Materiales*, no tiene en cuenta los coeficientes derivados del tipo de material empleado, ni -de forma directa- de la geometría de la sección utilizada. Pero al ser tan holgada la carga permisible con respecto al esfuerzo axial máximo, se toma como válido este procedimiento. No habrá pandeo, previsible, en la barra al ser la Carga Permissible, obtenida como

$$P_{perm.} = \frac{P_{cr}}{\eta}$$

mucho mayor que esfuerzo axial  $N_{m\acute{a}x.}$  a compresión.

Aunque, el axil mayor de las barras es 46,4 kN correspondiente a la barra FGWC -como se deduce de los diagramas de esfuerzos-, por ser a tracción se descarta a pandeo. Pues el pandeo es una consecuencia de las fuerzas aplicadas a COMPRESIÓN sobre elementos esbeltos. Por tanto, se toma el valor del esfuerzo axial de la barra FHEB de compresión, que es el siguiente más grande. Valores tabulados a continuación:

	FHEB	FGWC	IGD	IEA
$N_{m\acute{a}x}$ (kN)	42,1	46,4	30	30
	compresión	tracción		

Por último, aclarar que los esfuerzos axiales de las barras de sustentación IGD y la IEA actúan a compresión desde el extremo hasta a la mitad de la barra (donde se hace nulo), y a tracción en el resto; es decir, desde la mitad hasta el otro extremo de la barra de sustentación (ver diagramas de esfuerzos).

Se realiza también, la comprobación a tensión axial de la barra de sustentación para su área promediada, con esfuerzo axil máximo a compresión de las barras de sustentación, aunque el momento flector producido en el otro plano de la barra de sustentación va a inducir mayor tensión, que actuará combinada con este esfuerzo axil.

$$\sigma_{axial} = \frac{N}{A}$$

$A_{promd}(\text{cm}^2)$	40,1	$N_{m\acute{a}x}$ (kN)	42,1
$\sigma_{axil}$ (MPa)	10,498753	$<\sigma_{adm.}$ (MPa)	=360

Se puede predecir que no se producirá falla de la barra por tensión axial, según las pautas marcadas, utilizando un acero F-128; y el factor de seguridad 2,5 impuesto por la norma.

Para el estudio del pandeo y tensión axial de las barras de sustentación del montacargas, se ha considerado que no existe excentricidad en la aplicación de las cargas axiales, por estar compensados los momentos en ambos sentidos producidos por los bulones-pasadores sobre los orificios de las barras de sustentación, y por utilizar para el cálculo la barra de sustentación FHEB que no tiene apoyo móvil, ni viga de apoyo.

En el bulón-pasador del apoyo superior del pistón hidráulico en el punto H, pero por considerarla como "Viga simplemente apoyada", los momentos de fuerzas son nulos en sus extremos.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 3. Bulones-pasadores

A partir de las resultantes de las fuerzas aplicadas sobre los bulones-pasadores, obtenidas para el modelo de resultantes en el funcionamiento normal, se diseñan los mismos. La tabla de resultantes de fuerzas era:

puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)	puntos	Resultante (kN)
F	24,57	C	8,32	D	35,48	I	35,46
H	44,15	G	70,94	G	70,94	E	70,94
E	70,94	F	24,57	I	35,46	A	35,48
B	8,32	W/2	44,15				

Por condiciones de diseño: geometría variable de las barras de sustentación, diámetros de soportes del pistón hidráulico, espacio entre foso-barras del montacargas, (optimización del material), etc.; se van a diseñar bulones-pasadores de diferentes diámetros, para que cumplan con las tensiones permisibles. Los tipos de bulones son cuatro: de extremos de barras de sustentación, de centro de barras de sustentación, de apoyo superior del pistón hidráulico, y de apoyo inferior del pistón hidráulico.

Para el cálculo a estática de los bulones-pasadores, se consideran dos posibilidades:

- a) *Tensión de aplastamiento entre la barra de sustentación y el pasador.* El valor promedio de la tensión de aplastamiento entre el puntal y el pasador se encuentra dividiendo la fuerza en la barra de sustentación entre el área total de apoyo de la misma contra el pasador. Ésta es igual a dos veces el espesor del puntal (porque el aplastamiento ocurre en dos lugares) multiplicando por el diámetro del pasador (Fig. 1-29b). La tensión de aplastamiento es

$$\sigma_{b1} = \frac{P}{2td_{pas}}$$

La tensión admisible es la correspondiente al material de la barra de sustentación dividido del factor de seguridad

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{\eta}$$

Puesto que es difícil determinar la distribución de las tensiones de aplastamiento se supone que están uniformemente distribuidas. Por tanto se calcula una *tensión de aplastamiento promedio*  $\sigma_b$  dividiendo la fuerza lateral total de aplastamiento  $F_b$  por el área de aplastamiento  $A_b$ :

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_b}$$

El *área de aplastamiento* se define como el área proyectada de la superficie curva de aplastamiento; El área proyectada  $A_b$  sobre la que actúa es un rectángulo de altura igual al espesor de la abrazadera y ancho igual al diámetro del perno. La fuerza de aplastamiento  $F_b$  representada por las tensiones es igual a  $P/2$ .





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

- b) *Tensión tangencial en el pasador.* Como puede verse en la figura 1-29b, el pasador tiende a cortarse en dos planos –es decir, en los planos entre la barra de sustentación y las placas de unión–; por tanto, la tensión tangencial promediada en el pasador (que trabaja a cortante doble) es igual a la carga total aplicada al pasador dividida dos veces su área transversal:

$$\tau_{pas} = \frac{P}{2\pi d_{pas}^2/4}$$

El pasador se fabricaría con acero de alta resistencia (por lo general la tensión de fluencia en cortante es por lo menos de 50% de la tensión de fluencia en tracción)

Nota. En *cortante doble*, cada uno de los esfuerzos cortantes es igual a la mitad de la carga total transmitida por el perno –es decir,  $V = P/2$ –.

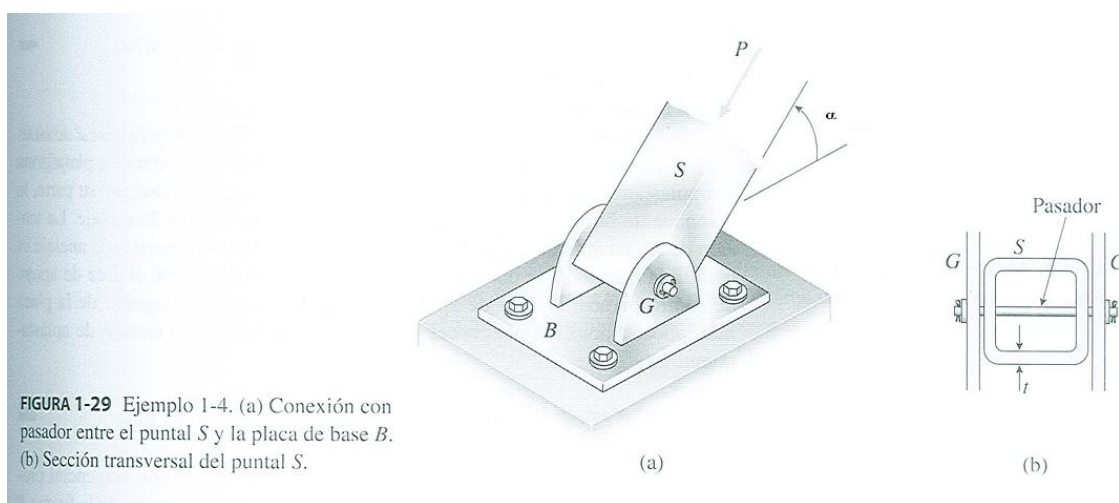


FIGURA 1-29 Ejemplo 1-4. (a) Conexión con pasador entre el puntal S y la placa de base B. (b) Sección transversal del puntal S.

Se observa que la diferencia entre la *tensión tangencial del pasador* y las *tensiones tangenciales en vigas de sección transversal circular* es de un 1/6. Por ser una diferencia pequeña es válida la utilización de la *tensión tangencial del pasador*, donde la tensión está promediada. [25, Anejo N°2]

Además, los bulones-pasadores E, F, G, e I se van a dimensionar con el modelo de “Viga en voladizo”. Como el momento de flexión es mayor en el bulón (según este modelo) conforme aumenta la distancia al extremo donde está aplicada la fuerza, para que resista el bulón se aumenta la sección haciendo uso de un casquillo. Se supone que casquillo y bulón trabajan conjuntamente frente a la flexión. De esta forma es posible realizar el orificio en la barra de sustentación, al ser el bulón de menores dimensiones que el ancho de la barra.

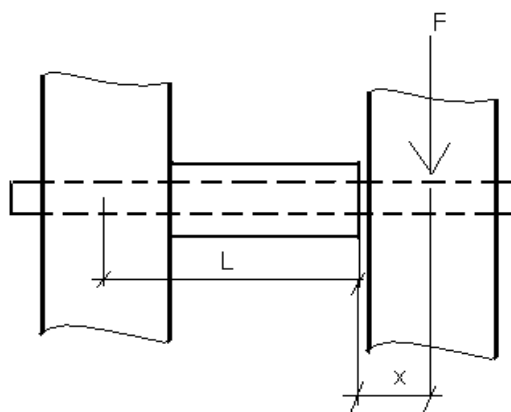
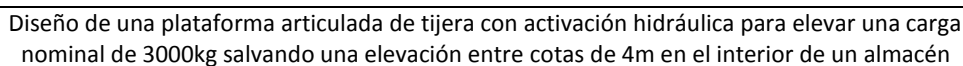


Figura. Modelo de Bulón E, G, I, y F





Nº hoja	Nº hojas
72	145

## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para la selección de los aceros en la construcción de los bulones-pasadores, se usa la siguiente tabla de “utilización corriente de los aceros” y el catálogo comercial [22]

[illegible][illegible]

UTILIZACION CORRIENTE DE ACEROS

Del catálogo comercial [22], para “Ejes, Bulones”:

## Aceros de cementación

NORMAS NACIONALES				COMPOSICIÓN QUÍMICA
UNE	AFNOR	DIN	AISI/ SAE	
-	18 C 3	17 Cr 3	5015 5115	Para componentes con una resistencia en el núcleo limitada, pero con una buena resistencia a la fatiga
F1516	16 MC 4	16 Mn Cr 5	5115	Acero al CrMo para la construcción de engranajes, piñones y piezas cementadas de secciones pequeñas que requieren una resistencia en el núcleo de 700 – 1200 n/mm <sup>2</sup>
F1516 F1517	-	16 Mn Cr S 5	5115	Acero al CrMo para la construcción de engranajes, piñones y piezas cementadas de secciones pequeñas que requieren una resistencia en el núcleo de 700 – 1200 n/mm <sup>2</sup> . Buen mecanizado
F150 D	20 MC 5	20 Mn Cr 5	5120	Acero al CrMo con mas C que el TKMI 16MC5 y por lo tanto con mayor dureza en el núcleo. Para engranajes y piñones.
-	-	21 Ni Cr Mo 2	-	Acero con buena resistencia a la fatiga, Para piñones cementados, cajas de camiones, automóviles y maquinaria agrícola, Arboles y cremalleras.
F1522	20 NCD 2	21 Ni Cr Mo S 2	8620 8620 H	Acero con buena resistencia a la fatiga, Para piñones cementados, cajas de camiones, automóviles y maquinaria agrícola, Arboles y cremalleras. Buen mecanizado.
F1540	15 NC 13	15 Ni Cr 13	4320 4320 H	Cigüeñales, bielas y otras piezas para motor que deben cumplir las mas altas exigencias de resistencia en el núcleo y tenacidad. Engranajes muy solicitados, reductores, caja velocidad.
-	18 NCD 6	17 Cr Ni Mo 6	-	Ejes y engranajes en el sector edico. Para manguetas, cigüeñales y bielas muy solicitadas. Resistencia elevada en el núcleo y excelente tenacidad. Apto para bajas temperaturas.
F1550	-	18 Cr Mo S 4	-	Empleado en piezas cementadas de hasta 40mm diámetro. Pistones –bulones-, arboles de leva y engranajes. Buen mecanizado.

Para la fabricación de los bulones-pasadores de las barras de sustentación, se utilizará una variante del acero 154, e AFNOR 18NCD6 ó 17 CrNiMo6, con buena resistencia, buena dureza, resistencia elevada en el núcleo y excelente tenacidad recomendado para ejes.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En los bulones-pasadores del pistón hidráulico se empleará una variante del acero 150, el DIN 21NiCrMo2, que es un acero con buena resistencia a la fatiga para árboles y cremalleras, que presenta un buen mecanizado. También, habría sido posible utilizar el UNE F-1740.

Las composiciones químicas de los aceros seleccionados son según el catálogo utilizado.

NORMAS NACIONALES					UTILIZACIÓN CAMPO DE APLICACIÓN						
UNE	AFNO R	DIN	AISI/ SAE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Estado Suministro
-	18 C 3	17 Cr 3	5015 5115	0.17	-	0.75	0.85	-	-	-	Bruto de laminación
F1516	16 MC 4	16 Mn Cr 5	5115	0.16	-	1.15	0.95	-	-	-	Bruto de laminación, Recocido blando
F1516 F1517	-	16 Mn Cr S 5	5115	0.16	-	1.15	0.95	-	-	S 0.030	Bruto de laminación
F150 D	20 MC 5	20 Mn Cr 5	5120	0.20	-	1.25	1.15	-	-	-	Bruto de laminación
-	-	21 Ni Cr Mo 2	-	0.20	-	0.80	0.55	0.20	0.55	-	Bruto de laminación
F1522	20 NCD 2	21 Ni Cr Mo S 2	8620 8620 H	0.20	-	0.80	0.55	0.20	0.55	S 0.030	Bruto de laminación máx 212 HB
F1540	15 NC 13	15 Ni Cr 13	4320 4320 H	0.17	-	0.55	0.75	-	3.25	-	Bruto de laminación máx 229 HB
-	18 NCD 6	17 Cr Ni Mo 6	-	0.18	-	0.70	1.65	0.30	1.55	-	Bruto de laminación máx 207 HB
F1550	-	18 Cr Mo S 4	-	0.18	-	0.75	1.65	0.20	-	S 0.030	Bruto de laminación

Sus resistencias últimas son:

UNE	AFNOR	DIN	AISI/ SAE	CEMENTA CIÓN °C	TEMPLE DIRECTA	TEMPLE NÚCLEO	TEMPLE SUPERF.	RECOCIDO INTERMEDIO °C	REVENIDO °C
-	18 C 3	17 Cr 3	5015 5115	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200
F1516	16 MC 4	16 Mn Cr 5	5115	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200
F1516 F1517	-	16 Mn Cr S 5	5115	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200
F150 D	20 MC 5	20 Mn Cr 5	5120	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200
-	-	21 Ni Cr Mo 2	-	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	630 - 650	150 - 200
F1522	20 NCD 2	21 Ni Cr Mo S 2	8620 8620 H	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	630 - 650	150 - 200
F1540	15 NC 13	15 Ni Cr 13	4320 4320 H	880 - 980	880 - 980	840 - 880	780 - 820	600 - 630	150 - 200
-	18 NCD 6	17 Cr Ni Mo 6	-	880 - 980	880 - 980	830 - 870	780 - 820	630 - 650	150 - 200
F1550	-	18 Cr Mo S 4	-	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200


Para ambos aceros seleccionados se tienen las mismas resistencias últimas, de 880- 980 MPa. Como es necesaria la resistencia de fluencia para los cálculos se adopta la regla, anteriormente expuesta, para materiales dúctiles

$$\frac{S_{yt}}{S_u} \leq 0,9$$

obteniendo un valor para la resistencia de fluencia de  $S_y$ , -utilizando el valor de la resistencia última, anterior; y la relación igualada a 0,9-, de 882 MPa.

Como en los bulones-pasadores actúa tensión a cortante puro, admitiendo la hipótesis que en bulones-pasadores fabricados con aceros de alta resistencia por lo general la tensión de fluencia en cortante es por lo menos 50% de la tensión de fluencia en tracción. Entonces,

$$\tau_y \geq 0,5 S_{yt}$$

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén	Nº hoja	Nº hojas
		74	145

## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Por tanto, la tensión admisible para cortante es

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_y}{\eta}$$

Donde el factor de seguridad sigue siendo de  $\eta = 2,5$ . Resulta una tensión permisible de 167,4 MPa.

El bulón-pasador del centro de las barras de sustentación, E y G, es el más solicitado. Según los cálculos realizados:

$$\eta s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{882 \text{ MPa}}{348,76 \text{ MPa}} = 2,53 > 2,5$$

Viga en voladizo

Bulón E, G

L (mm)	170	d (mm)	71	E (N)	70940
M (Nmm)	12059800				
$\sigma$ (MPa)	343,21415				
casquillo					
x (mm)	76	d (mm)	54	E (N)	70940
M (Nmm)	5391440				
$\sigma$ (MPa)	348,757537				

Sy (MPa)	882	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	352,8
$\eta$	2,5		

Comprobando a cortante puro “Tensión tangencial en el pasador”, y a “Tensión de aplastamiento entre el puntal”

Dimensión del bulón-pasador en el centro de la barra sustentación

V (N)	70940	r (mm)	27	
$\zeta$ máx. (MPa)	20,65011735	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	4
		r (mm)	27	19
$\zeta$ pas (MPa)	15,48758802	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	4

Aplastamiento en el centro de barras de sustentación

t (barra) (mm)	10	r (mm)	27	
$\sigma_{b1}$ (MPa)	65,6851852	$\leq$	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	360

es suficiente con un radio para este bulón-pasador de **27 mm** (diámetro 54 mm), realizado en acero de alta resistencia AFNOR 18NCD6 ó 17 CrNiMo6 tratado térmicamente con una cementación. Se comprueba que no hay fallo a cortante puro, y que para el espesor de pared de 10 mm de la barra de sustentación no se produce aplastamiento.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

75

145

Para los bulones-pasadores I y F:

L (mm)	170	d (mm)	56	I (N)	35460
M (Nmm)	6028200				
$\sigma$ (MPa)	349,6420656				
x (mm)	76	d (mm)	44	I (N)	35460
M (Nmm)	2694960				
$\sigma$ (MPa)	322,2510935				
Sy (MPa)	882	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	352,8		
$\eta$	2,5				

Ahora, para cortante puro “Tensión tangencial en el pasador”, y a “Tensión de aplastamiento entre el puntal”

Dimensión del bulón-pasador en el extremo de la barra de sustentación

P(N) ó V (N)	15400	r (mm)	22		
$\zeta$ máx. (MPa)	6,752027889	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	167,4	
		r(mm)	22		
$\zeta$ pas (MPa)	11,66697806	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	167,4	
t (barra) (mm)	10	r (mm)	22		
$\sigma_{b1}$ (MPa)	40,31818182	$\leq$	$\sigma_{adm.}$ (MPa)	360	

El radio necesario para este tipo de bulón-pasador es de **22 mm** (diámetro 44 mm), realizado en acero de alta resistencia AFNOR 18NCD6 ó 17 CrNiMo6 tratado térmicamente con una cementación. No hay fallo a cortante puro, y ni aplastamiento para un espesor de pared de 10 mm de la barra de sustentación.

Los bulones-pasadores A, y D por estar las barras de sustentación en estos puntos macizada, y ser apoyos móviles sobre rodillos, se dimensiona utilizando el modelo de “Viga en voladizo”

Viga en voladizo

Bulones-pasadores A, y D

L (mm)	32,5	d (mm)	26	A (N)	35480
M (Nmm)	576550				
$\sigma$ (MPa)	334,131206				
Sy (MPa)	882	$\sigma_{adm.}$	352,8		
$\eta$	2,5				

Comprobando a cortante puro el bulón-pasador anterior:

P(N) ó V (N)	35480	r (mm)	13		
$\zeta$ máx. (MPa)	44,55082746	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	167,4	
		r (mm)	13		
$\zeta$ pas (MPa)	33,4131206	$\leq$	$\zeta$ perm. (MPa)	167,4	

para los bulones-pasadores A y D de los extremos de las barras de sustentación tendrán un radio de **13 mm** (diámetro 26mm) realizado en acero AFNOR 18NCD6 ó 17 CrNiMo6, tratado con un cementado. Comprobándose que con este radio de bulón-pasador, en el agujero de la barra de sustentación no debe producirse fallo por cortante puro.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En el bulón-pasador del apoyo inferior del pistón hidráulico: el diámetro es de  $\varnothing L = 46\text{mm}$ . Se comprueba que resista el material, acero DIN 21NiCrMo2, de fabricación del bulón-pasador a estática,

Viga simplemente

apoyada

Bulón W

L (mm) 140 W (N) 88290 d (mm) 46

M (Nmm) 3090150

323,37479

$\sigma$  (MPa) 9

Sy (MPa) 882  $\sigma_{adm.}$  352,8

Factor de seg. 2,5

Dimensión del bulón-pasador en el apoyo inferior del pistón hidráulico

P(N) ó V (N) 44150 r (mm) 23

$\zeta$  máx. (MPa) 17,7106257  $\leq$   $\zeta$  perm. (MPa) 167,4

r (mm) 23

$\zeta$  pas (MPa) 13,2829693  $\leq$   $\zeta$  perm. (MPa) 167,4

parece que cumple a flexión y, también, a cortante puro.

En los extremos de barras de sustentación que constituyen un apoyo fijo sobre la plataforma y la base son B y C. Por estar macizadas las barras en estos puntos, y las placas de anclaje tan cercanas a las barras de sustentación se dimensiona a cortante puro para la fuerza ejercida por viga marco 1):

Dimensión del bulón-pasador en el extremo de la barra de sustentación

P(N) ó V (N) 15400 r (mm) 6

$\zeta$  máx. (MPa) 90,77726384  $\leq$   $\zeta$  perm. (MPa) 167,4

r (mm) 6

$\zeta$  pas (MPa) 156,8560384  $\leq$   $\zeta$  perm. (MPa) 167,4

t (barra) (mm) 10 r (mm) 6

$\sigma_{b1}$  (MPa) 147,8333333  $\leq$   $\sigma_{adm.}$  (MPa) 360

un radio para el bulón-pasador de los extremos de las barras de sustentación de **6 mm** realizado en acero AFNOR 18NCD6 ó 17 CrNiMo6, tratado con un cementado. Comprobándose que con este radio de bulón-pasador, en el agujero de la barra de sustentación no debe producirse aplastamiento para un espesor de pared de 10 mm.

El bulón-pasador del apoyo superior del pistón hidráulico va a trabajar a flexión por ser de longitud considerable. Entonces, con el modelo anteriormente descrito sólo se va a comprobar la tensión de aplastamiento entre el puntal y el pasador.

Aplastamiento en el apoyo superior del pistón hidráulico en la barras de sustentación

t (barra) (mm) 10 r (mm) 24,5

$\sigma_{b1}$  (MPa) 45,0510204  $\leq$   $\sigma_{adm.}$  (MPa) 360

Cumple para la tensión admisible de la barra de sustentación, es decir, no se produce aplastamiento para un espesor de pared de 10 mm de la barra de sustentación.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

77

145

Para el estudio del anterior bulón-pasador del apoyo superior pistón hidráulico, se adopta el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga puntual” aplicada a la mitad de su distancia. Bajo estas condiciones el momento flector máximo es  $M_{\max} = PL/4$ , y el cortante es  $V = P/2$ . Realizando los cálculos:

Bulón H, pistón-barra. Viga simplemente apoyada. Carga Puntual

L (mm)	662		
W (kN)	88,29		
		$V1 \text{ (kN)} = V2 = W/2$	44,145
			PL
		$M_{\max} \text{ (kN mm)} = PL/4$	14611,995 /4
d (mm)	77	I (mm <sup>4</sup> ) Redondo	1725570,8
Esfuerzo normal (MPa)	326,01489	macizo	65
	68 ≤		352,8
Sy (MPa)	882		
Factor de seguridad	2,5	$\sigma_{adm.} \text{ (MPa)} \text{ (MPa)}$	352,8

Como excede el diámetro del bulón anterior la anchura de la barra de sustentación de 70 mm, se realizará un rebaje en los extremos, aprovechando que es una “Viga simplemente apoyada”, y que los esfuerzos son menores en esta zona. Para facilitar el montaje y desmontaje del pistón hidráulico se dará una longitud suficiente al rebaje.

Rebaje de los extremos del bulón

V/2 (kN)	44,145	L (mm)	87
	3840,61		
M (kN mm)	5		
d (mm)	49	I (mm <sup>4</sup> ) Redondo	
		macizo	282979,007
Esfuerzo normal (MPa)	332,516		
	07 ≤		334,8
Sy (MPa)	882		
Factor de seguridad	2,5	$\sigma_{adm.} \text{ (MPa)} \text{ (MPa)}$	352,8

Se ha utilizado en el cálculo anterior la fórmula de momento de inercia para un redondo macizo

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

El bulón-pasador del apoyo superior del pistón hidráulico resiste los esfuerzos creados por el hidráulico.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Además, para los bulones-pasadores de los extremos de las barras, y en el apoyo inferior del pistón hidráulico hay que comprobar “c) *Tensión de aplastamiento entre el pasador y las placas de unión*. El pasador se apoya contra las placas de unión en dos lugares, por lo que el área de aplastamiento es dos veces el espesor de las placas multiplicado por el diámetro del pasador;” entonces:

$$\sigma_{b2} = \frac{P}{2t_G d_{pas}}$$

que es la menor que la tensión de aplastamiento contra el puntal.

Para este bulón-pasador, será suficiente con un espesor  $t_G = 10 \text{ mm}$  de las placas de unión -con la base, y con la plataforma del montacargas-,

$$\begin{array}{llll} t_G \text{ (mm)} & 10 & r \text{ (mm)} & 6 \\ \sigma_{b2} \text{ (MPa)} & 64,16666667 \leq & \sigma_{adm.} \text{ (MPa)} & 94 \end{array}$$

utilizando un **acero S235J0** –el mismo que para la base, y la plataforma del montacargas- y un factor de seguridad de 2,5.

Aunque se mantiene el mismo tipo de bulón-pasador para todos los extremos de barras, en esta ocasión se ha empleado la resultante de fuerzas C del modelo viga marco 1) para la realización de los cálculos, por ser mayor la resultante al desplazarse la carga hacia los extremos de la plataforma.

En el bulón-pasador del apoyo inferior del pistón hidráulico se comprueba que no se produce aplastamiento con la placa de unión -de la viga de apoyo del pistón hidráulico-.

Para el diámetro del bulón-pasador  $\varnothing L = 46 \text{ mm}$ , parece que no se producirá aplastamiento.

$$\begin{array}{llll} t_G \text{ (mm)} & 10 & r \text{ (mm)} & 23 \\ \sigma_{b2} \text{ (MPa)} & 47,9891304 \leq & \sigma_{adm.} \text{ (MPa)} & 396 \end{array}$$

Se fabricará la placa de anclaje (o unión) de acero F-128, con geometría prismática. Igualando, el área del rectángulo a la sección del círculo, y despejando se llega a un diámetro aproximado

$$D = \frac{8 * B + H * \delta}{\pi}$$

Para el diámetro comprendido en el intervalo  $16 < D \leq 40 \text{ mm}$ , del catálogo [22],

RESISTENCIA N/mm<sup>2</sup> EN ESTADO BONIFICADO

UNE	AFNOR	DIN	AISI/S AE	D≤16	16<D≤40	40<D≤100	100<D≤160	160<D≤250	250<D≤500
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	-	-	-
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	900 – 1100	800 – 950	750 – 850	650 – 800	650 – 800	600 – 750
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850	650 – 800
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 850
F1252 F125	-	42 Cr Mo S 4	-	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	1200 – 1400	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	1250 – 1450	1250 – 1450	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	850 – 1000
F1260 F126	35 NCD 16	36 Ni Cr Mo 16	-	1250 - 1450	1250 - 1450	1100 - 1300	1000 - 1200	1000 - 1200	-

la resistencia mínima es de  $1100 \text{ N/mm}^2$ , para las condiciones antes expuestas.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Asumiendo la hipótesis para aceros dúctiles, ya mencionada antes,

$$\frac{S y_t}{S u} \leq 0,9$$

Aplicando un factor de seguridad de 2,5 se obtiene el valor anterior de tensión admisible de 396 MPa.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{990 \text{ MPa}}{47,99 \text{ MPa}} = \mathbf{20,6} > 2,5$$





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 4. Taladros

Los taladros realizados en cada barra serán tres: uno en el centro de la barra, y los otros en cada extremo, excepto en la barra BEHF que tendrá un pasante más para el pistón hidráulico. Estos taladros tienen sus homólogos sobre el elemento al que va unido: base, barra de sustentación o plataforma.

Aunque debido al movimiento de las barras de sustentación durante las operaciones del montacargas se produzca acritud del material (endurecimiento por deformación en frío) que va a paliar los efectos de la concentración de esfuerzos, no es posible cuantificar este endurecimiento utilizando la *Ecuación de Datsko* [13] por falta de datos.

La hipótesis general dice que en materiales dúctiles solicitados a estática no se consideran los efectos de las concentraciones de esfuerzos, por quedar recogidos en el factor de seguridad, pero en este caso particular se realizará un estudio detallado, para mayor seguridad.

Para el estudio de las perforaciones en la barras de sustentación, a fin de introducir los bulones (o pasadores) se utilizan las gráficas siguientes [14]

El agujero del centro de las barras de sustentación está sometido a momento flector, siendo el axil y el cortante nulo como muestra los diagramas de esfuerzos.

A partir de la *Figura 6.2. "Factor de concentración de esfuerzos para placa rectangular con agujero central. b) flexión"* se obtienen los siguientes valores:

Concentración de esfuerzos

en E ( agujero). Momento flector

M (kN m)

23,2

b(mm)

70

d (mm)

54

Iteración

h' (mm)

209

Iy (mm<sup>4</sup>)

5973916,67

Iy (cm<sup>4</sup>)

5973,91667

1 9,17126

$\sigma_{prom.}$  (MPa)

4

tabla 6.2.

=>

kc

1,8

0,2583732

d/h'

1

0,7714285

d/b

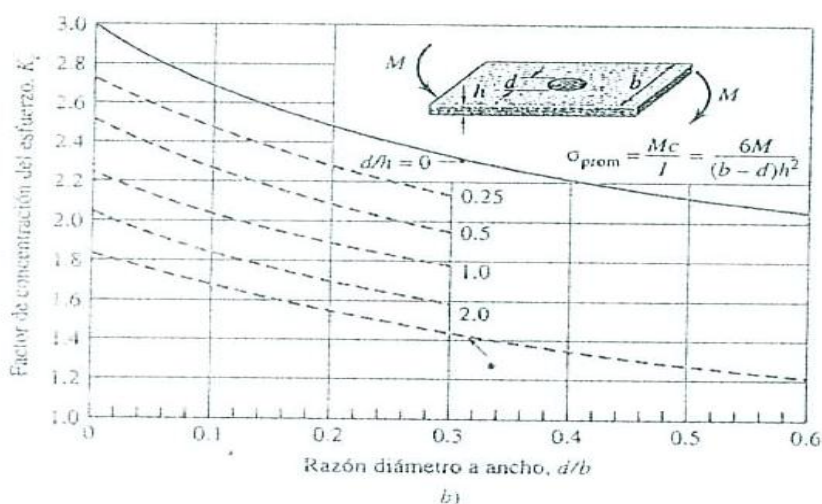
7

358,508 7

$\sigma_{máx.}$  (MPa)

6 ≤

360





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Donde:

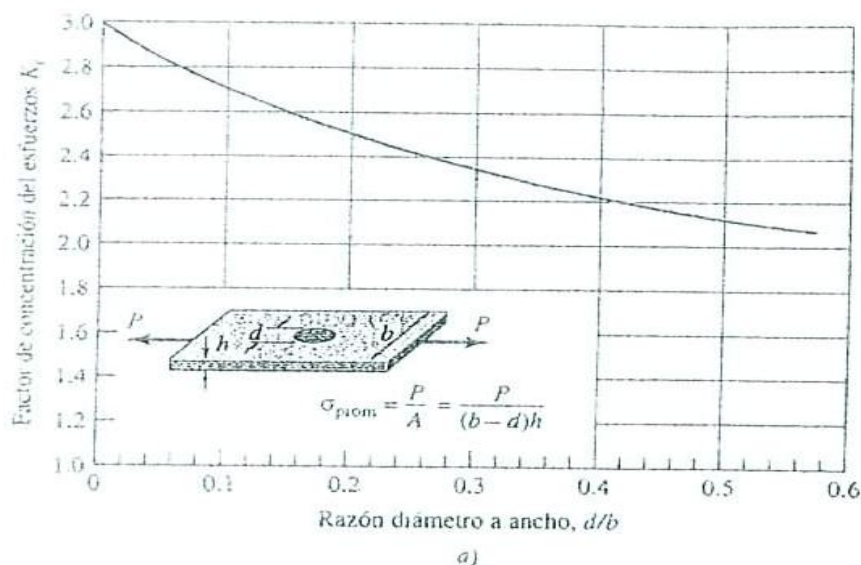
- $d$  es el diámetro del taladro
- $M$  es el momento flector máximo –correspondiente al centro de la barra de sustentación IEA-
- $b$  es la base del perfil rectangular en el centro de la barra
- $k_c$  es el factor de concentración de esfuerzos
- $h$  es el espesor de la placa

Se llega a la conclusión de que el perfil debe tener en este punto una altura de 150 mm. Como el perfil utilizado a efectos de conseguir una estructura liviana es de sección hueca, y de 150 mm de altura, deberá de ser macizada la sección en este punto, (no será necesario reforzarlo exteriormente). El macizado se realizará con acero F-128, el mismo que el empleado para el diseño de la barra sustentación.

Utilizando la *Figura 6.2. "a)Carga axial"*, se calcula los efectos de la concentración de esfuerzos en los extremo de la barra, obteniéndose:

en I (agujero). Fuerza axil

P (kN)	30	b (mm)	56	d (mm)	44
Iteración				h (mm)	10
chapa refuerzo	0	h' (mm)	10		
$\sigma_{prom.}$ (MPa)	125				
tabla 6.2.a)	=>	$k_c$	2		
	0,7857142				
d/b	86				
$\sigma_{máx.}$ (MPa)	250	$\leq$	360		



Donde,  $P$  es la fuerza axial.

El perfil diseñado, para las barras de sustentación, soporta en sus extremos la concentración de esfuerzos para un diámetro de agujero de 44 mm a carga axil; no siendo necesario un macizado (ni reforzado).





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para una distancia  $x = 1047 \text{ mm}$  se tiene un ancho de  $B = 65 \text{ mm}$  (es decir,  $b = 65 \text{ mm}$ ). El diámetro del agujero, en este punto, es de  $49 \text{ mm}$ . Realizando los cálculos:

en H (agujero). Fuerza axil con  $b = 65$

P (kN)	42,1	b (mm)	65	d (mm)	49
Iteración				h (mm)	10
chapa refuerzo	0	h' (mm)	10		
$\sigma_{\text{prom.}}$ (MPa)	131,5625				
tabla 6.2.a)					
Hanrock	=>	kc	2,19		
d/b	0,7538461				
$\sigma_{\text{máx.}}$ (MPa)	288,12187	$\leq$	360		

se puede afirmar que en estas condiciones, para estática, la barra cumple.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 5. Tolerancias dimensionales

Se estudian en este apartado las tolerancias dimensionales de los taladros de la barra de sustentación y demás elementos del montacargas con respecto al bulón.

En la tabla 7.6. “*Selección de los ajustes*” se recomienda para un tipo de ajuste móvil “Montaje deslizante o giratorio (engrase necesario)” unas posiciones del eje respecto a las calidades de eje. [16]


Ajuste		Posición del eje	Calidad del eje				
Tipo	Aplicación		H6	H7	H8	H9	H11
Móvil	Montaje que necesita gran juego (dilatación, mala alineación, etc.)	c d				9 9	11 11
	Montaje deslizante o giratorio (engrase necesario)	e f	6	7 6-7	8 7	9	
	Piezas con guía para pequeños desplazamientos	g	5	6			
Fijo	Montaje fácil	h	5	6	7	8	
	Desmontaje sin deterioro	js	5	6			
	No transmisión de esfuerzos	k m	5	6			
	Montaje a presión o dilatación	p s u		6	7 7 7		
	Desmontaje con deterioro	x			7		
	Transmisión de esfuerzos	z			7		

Tabla 7.6 Selección de los ajustes. (Leicego Baltar, J., *Norma de Dibujo Técnico*. Ed. Donostiarro, 1986).

Las barras también tendrán tolerancia dimensional de apriete, se escoge un apriete “forzado ligero” con agujero base:

Tipo	Agujero base		Eje base		Clases	Características	Aplicación
	Agujero	Eje	Eje	Agujero			
Fino		k6		K7	Forzado medio	Montaje a martillo Seguro giro y deslizante	Rodamientos discos de levas, poleas y volantes, manivelas
		j6		J7	Forzado ligero	Montaje a mano Ambas seguros	Piezas de máquinas herramientas y otras desmontables con frecuencia
		h6		H7	Deslizante		Engranajes, piezas importantes de máquina herramienta
		g6		G7	Giratorio	Juego pequeño de rodamientos	Émbolos, bridas, anillos
		f7		F8	Holgado	Juego mediano	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cojas de cambio
Medio	H8	h9		H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje
		e8		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas, ventiladores
		d9		D10	Holgura	Juego amplio	Soportes de ejes, poleas locas
Basio	H11	h11		H11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola
		d9		D10	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinales, aros, palancas y manivelas desmontables
		e11		E11	Holgura	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticos, pasadores ejes
		a11		A11	Muy holgado		Piezas de locomotoras Cojinetes ejes de freno

Tabla 7.7. Aplicaciones de los ajustes. (Leiceaga Baltar, J., *Normas de Dibujo Técnico*. Ed. Donostiarra, 1986).

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén	Nº hoja	Nº hojas
		85	145
		<h1>Anejo Número 1: Cálculos Justificativos</h1>	

Siguiendo las indicaciones de las tablas se dimensionan los ajustes. De la “tabla 7.2. Valores numéricos de amplitudes de zonas de tolerancia” para el diámetro correspondiente del bulón-pasador, y la calidades propuestas por la “tabla 7.6. Selección de ajustes” se obtienen los valores para las tolerancias del eje y el agujero que van a dar el juego del ajuste.

Grupo de diámetros (mm)	CALIDADES																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
d≤3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
3<d≤6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6<d≤10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10<d≤18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	00	1100
18<d≤30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30<d≤50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50<d≤80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80<d≤120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	4	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120<d≤180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	250
180<d≤250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250<d≤315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	320
315<d≤400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400<d≤500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
	Ultraprecisión		Calibre y piezas de gran precisión				<u>Piezas o elementos destinados a ajustar</u>								Piezas o elementos que no han de ajustar			

TABLA 7.2. Valores numéricos de amplitudes de zonas de tolerancia.

- “Para determinar los juegos límites se tiene en cuenta:
- Siempre que sea posible se debe adoptar mayor tolerancia para el eje que para el agujero.
  - Se deben elegir las tolerancias de forma que las calidades del eje y del agujero no varíen en más de dos índices. Si existen varias combinaciones posibles de índice de calidad, todas ellas próximas entre sí, se elegirá la combinación que dé más tolerancia al ajuste.”

Realizando los cálculos a partir de las siguientes expresiones:

Para agujeros	Para ejes
$D_s = D_i + T$	$d_s = d_i + t$
$DM = D_m + T$	$dM = d_m + t$
$T = DM - D_m = D_s - D_i$	$t = dM - d_m = d_s - d_i$
$DM = DN + D_s$	$dM = dN + d_s$
$D_m = DN + D_i$	$d_m = dN + d_i$

TABLA 7.1. Fórmulas de aplicación.

En la figura 7.1 aparecen representadas las definiciones ofrecidas anteriores.

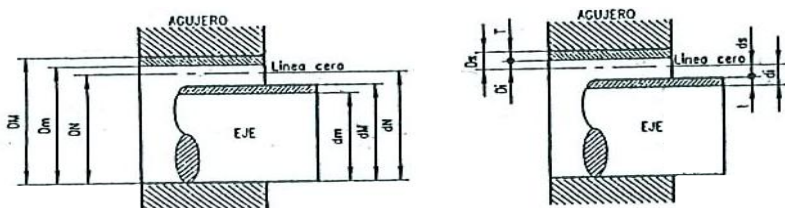


FIGURA 7.1. Definiciones.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para la hallar las “diferencias inferior  $D_i$ ” y, las “diferencias superiores  $d_s$ ” se utilizan las tablas “Tabla 7.5. Diferencia fundamentales para agujeros (en micras)” y “Tabla 7.4. Diferencia fundamentales para ejes (en micras)”, respectivamente.

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js
Calidad	Todas las calidades											
Diámetro	Diferencia inferior $D_i$											
$d \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	IT/2
$3 < d \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
$6 < d \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
$10 < d \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
$18 < d \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
$30 < d \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
$40 < d \leq 50$	+320	+180	+130	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
$50 < d \leq 65$	+340	+190	+140	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
$65 < d \leq 80$	+360	+200	+150	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
$80 < d \leq 100$	+380	+220	+170	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
$100 < d \leq 120$	+410	+240	+180	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
$120 < d \leq 140$	+460	+260	+200	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
$140 < d \leq 160$	+520	+280	+210	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$160 < d \leq 180$	+580	+310	+230	-	+250	+150	-	+75	-	+22	0	
$180 < d \leq 200$	+660	+340	+240	-	+270	+165	-	+82	-	+24	0	
$200 < d \leq 225$	+740	+380	+260	-	+300	+180	-	+90	-	+26	0	
$225 < d \leq 250$	+820	+420	+280	-	+330	+200	-	+100	-	+28	0	
$250 < d \leq 280$	+920	+480	+300	-	+370	+220	-	+110	-	+30	0	
$280 < d \leq 315$	+1050	+540	+330	-	+420	+250	-	+125	-	+35	0	
$315 < d \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+480	+280	-	+140	-	+40	0	
$335 < d \leq 400$	+1350	+680	+400	-	+550	+320	-	+160	-	+45	0	
$400 < d \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+630	+360	-	+180	-	+50	0	
$450 < d \leq 500$	+1650	+840	+480	-	+720	+400	-	+200	-	+55	0	

Tabla 7.5. Diferencia fundamental para agujeros (en micras).

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc			
Calidad	Todas las calidades																													
Diferencia fundamental	Diferencia superior $d_s$														Diferencia inferior $d_i$															
$d \leq 3$	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
$3 < d \leq 6$	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-6	-1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
$6 < d \leq 10$	-280	-150	-80	-56	-40	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
$10 < d \leq 14$	-290	-150	-95	-65	-50	-32	-20	-14	-10	-6	-4	0	-3	-6	-1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
$14 < d \leq 18$																														
$18 < d \leq 24$	-300	-160	-110	-75	-60	-40	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-4	-8	-2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	-	+47	+54	+73	+98	+158
$24 < d \leq 30$																														
$30 < d \leq 40$	-310	-170	-120	-80	-65	-45	-35	-25	-18	-12	-8	-6	-2	-6	-10	-4	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	+48	-	+56	+68	+94	+136	+218
$40 < d \leq 50$	-320	-180	-130	-90	-75	-55	-45	-35	-25	-18	-12	-8	-6	-10	-12	-6	0	+10	+19	+29	+38	+48	-	+50	-	+60	+75	+102	+150	+274
$50 < d \leq 65$	-340	-190	-140	-100	-85	-65	-55	-45	-35	-25	-18	-12	-10	-14	-14	-8	0	+11	+20	+32	+41	+53	-	+55	-	+66	+82	+110	+160	+325
$65 < d \leq 80$	-360	-200	-150	-110	-95	-75	-65	-55	-45	-35	-25	-18	-14	-16	-16	-10	0	+12	+22	+35	+43	+57	-	+58	-	+70	+88	+118	+170	+360
$80 < d \leq 100$	-380	-220	-170	-120	-105	-85	-75	-65	-55	-45	-35	-25	-16	-18	-18	-12	0	+13	+23	+37	+45	+61	-	+60	-	+74	+94	+126	+180	+400
$100 < d \leq 120$	-410	-240	-180	-130	-115	-95	-85	-75	-65	-55	-45	-35	-18	-20	-20	-14	0	+14	+25	+40	+48	+66	-	+65	-	+80	+102	+136	+200	+460
$120 < d \leq 140$	-460	-260	-200	-140	-125	-105	-95	-85	-75	-65	-55	-45	-20	-22	-22	-16	0	+15	+27	+43	+51	+71	-	+68	-	+84	+108	+144	+210	+500
$140 < d \leq 160$	-520	-280	-220	-160	-140	-120	-110	-100	-90	-80	-70	-60	-22	-24	-24	-18	0	+16	+29	+46	+54	+76	-	+72	-	+88	+114	+152	+220	+560
$160 < d \leq 180$	-580	-310	-230	-170	-150	-130	-120	-110	-100	-90	-80	-70	-24	-26	-26	-20	0	+17	+31	+49	+57	+81	-	+76	-	+94	+122	+162	+230	+620
$180 < d \leq 200$	-660	-340	-240	-180	-160	-140	-130	-120	-110	-100	-90	-80	-26	-28	-28	-22	0	+18	+33	+52	+60	+86	-	+78	-	+98	+128	+170	+240	+680
$200 < d \leq 225$	-740	-380	-260	-200	-180	-160	-150	-140	-130	-120	-110	-100	-28	-30	-30	-24	0	+19	+35	+56	+64	+92	-	+80	-	+102	+134	+178	+250	+740
$225 < d \leq 250$	-820	-420	-280	-220	-200	-180	-170	-160	-150	-140	-130	-120	-30	-32	-32	-26	0	+20	+37	+59	+67	+98	-	+82	-	+106	+140	+186	+260	+800
$250 < d \leq 280$	-920	-480	-300	-240	-220	-200	-190	-180	-170	-160	-150	-140	-32	-34	-34	-28	0	+21	+39	+62	+70	+104	-	+84	-	+110	+146	+194	+270	+860
$280 < d \leq 315$	-1050	-540	-330	-270	-250	-230	-220	-210	-200	-190	-180	-170	-34	-36	-36	-30	0	+22	+41	+66	+74	+110	-	+86	-	+114	+152	+202	+280	+920
$315 < d \leq 335$	-1200	-600	-360	-300	-280	-260	-250	-240	-230	-220	-210	-200	-36	-38	-38	-32	0	+23	+43	+69	+77	+116	-	+88	-	+118	+158	+210	+290	+980
$335 < d \leq 400$	-1350	-680	-400	-340	-320	-300	-290	-280	-270	-260	-250	-240	-38	-40	-40	-34	0	+24	+45	+72	+80	+122	-	+90	-	+122	+164	+218	+300	+1040
$400 < d \leq 450$	-1500	-760	-440	-380	-360	-340	-330	-320	-310	-300	-290	-280	-40	-42	-42	-36	0	+25	+47	+76	+84	+128	-	+92	-	+130	+176	+228	+320	+1100
$450 < d \leq 500$	-1650	-840	-480	-420	-400	-380	-370	-360	-350	-340	-330	-320	-42	-44	-44	-38	0	+26	+49	+80	+88	+134	-	+94	-	+136	+184	+240	+340	+1160

Para la posición js,  $d_i = -IT/2$  y  $d_s = IT/2$

Tabla 7.4. Diferencias fundamentales para ejes (en micras).

Por último, el ajuste seleccionado para los bulones-pasadores del montacargas es un *ajuste móvil* o con *juego*.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$\begin{aligned}J &= D_e - d_e > 0 \\JM &= DM - dm \\Jm &= Dm - dM \\TJ &= JM - Jm = T + t\end{aligned}$$

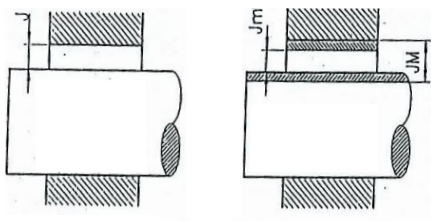


FIGURA 7.7. Juegos.

Igualmente, para los cálculos de los aprietos:

$$\begin{aligned}A &= d_e - D_e > 0 \\AM &= dm - Dm \\Am &= dM - DM \\TA &= AM - Am = T + t\end{aligned}$$

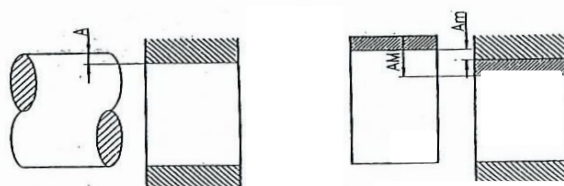


FIGURA 7.8. Aprietos.

Los pasantes de los extremos de barras I y F tendrán las siguientes tolerancias dimensionales

Extremo de barra I, F

	dL (mm)	44						
	44H7/e7	44H8/ e8	44H9/e9	44H6/f6	44H7/ f 6	44H7/f 7	44H8/f7	
T (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,025	0,025	0,039	
t (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,016	0,025	0,025	
TJ (mm)	0,05	0,078	0,124	0,032	0,041	0,05	0,064	

Agujero

DN (mm)	44
T (mm)	0,062
Di (mm)	0
Ds (mm)	0,062
DM (mm)	44,062
Dm (mm)	44

Eje

dN (mm)	44
t (mm)	0,062
ds (mm)	-0,05
di (mm)	-0,112
dM (mm)	43,95
dm (mm)	43,888

Tipo de ajuste

JUEGO

TJ (mm)

JM (mm)

Jm (mm)


0,124

0,174

0,05

0,124



		Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén				Nº hoja 88	Nº hojas 145
Anejo Número 1: Cálculos Justificativos							
Extremo de barra I, F 44H7/j6							
T (mm)		0,021					
t (mm)		0,013					
TA (mm)		0,034					
Agujero	DN (mm)	44		Eje	dN (mm)	44	
	T (mm)	0,025			t (mm)	0,016	
	Di (mm)	0			ds (mm)	0,011	
	Ds (mm)	0,025			di (mm)	-0,005	
	DM (mm)	44,025			dM (mm)	44,011	
	Dm (mm)	44			dm (mm)	43,995	
Tipo de ajuste				APRIETE			
				AM (mm)		0,011	
				Am (mm)		-0,03	
				TA (mm)		0,041 0,041	
En el agujero de los extremos de barras B y C se obtienen los siguientes resultados del dimensionado de las tolerancias:							
Extremo de barras B y C							
	12H7/e7	12H8/ e8	12H9/e9	12H6/f6	12H7/f 6	12H7/f 7	12H8/f7
T (mm)	0,018	0,027	0,043	0,011	0,018	0,018	0,027
t (mm)	0,018	0,027	0,043	0,011	0,011	0,018	0,018
TJ (mm)	0,036	0,054	0,086	0,022	0,029	0,036	0,045
Agujero	DN (mm)	12		Eje	dN (mm)	12	
	T (mm)	0,043			t (mm)	0,043	
	Di (mm)	0			ds (mm)	-0,032	
	Ds (mm)	0,043			di (mm)	-0,075	
	DM (mm)	12,043			dM (mm)	11,968	
	Dm (mm)	12			dm (mm)	11,925	
Tipo de ajuste				JUEGO			
				TJ (mm)		0,086 0,086	
				JM(mm)		0,118	
				Jm(mm)		0,032	
Los bulones-pasadores de los extremos A y D de barras de sustentación que tienen apoyos móviles, sus tolerancias dimensionales serán:							
Extremo de barra A, D 30H7/j6							
T (mm)		0,018					
t (mm)		0,018					
TJ (mm)		0,036					
Agujero	DN (mm)	30		Eje	dN (mm)	30	
	T (mm)	0,062			t (mm)	0,062	
	Di (mm)	0			ds (mm)	0,058	
	Ds (mm)	0,062			di (mm)	-0,004	
	DM (mm)	30,062			dM (mm)	30,058	
	Dm (mm)	30			dm (mm)	29,996	

Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### Tolerancias dimensionales

Extremo de barra E, G

54H7/j6

T (mm) 0,021

t (mm) 0,013

TA (mm) 0,034

Agujero	DN (mm)	54
	T (mm)	0,03
	Di (mm)	0
	Ds (mm)	0,03
	DM (mm)	54,03
	Dm (mm)	54

Eje	dN (mm)	54
	t (mm)	0,019
	ds (mm)	0,012
	di (mm)	-0,007
	dM (mm)	54,012
	dm (mm)	53,993

Tipo de ajuste

APRIETE

AM (mm) 0,012

Am (mm) -0,037

TA (mm) 0,049 0,049

En los apoyos del pistón hidráulico las tolerancias dimensionales requieren, al ser el pistón hidráulico comercial, un sistema ISO de ajuste de "Sistema de agujero base o agujero único" que es un sistema de ajuste en el que las diferencias fundamentales de todos los agujeros son iguales (agujero único). El sistema ISO elige un agujero cuya diferencia inferior es nula, es decir, la zona de tolerancia está en posición h (figura 7.13.). De esta forma los diferentes ajustes se obtienen a partir de un agujero con la zona de tolerancia en posición H y eje con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del agujero también puede ser variable. Se realizan los cálculos para el pistón hidráulico apoyo inferior, y apoyo superior, respectivamente.

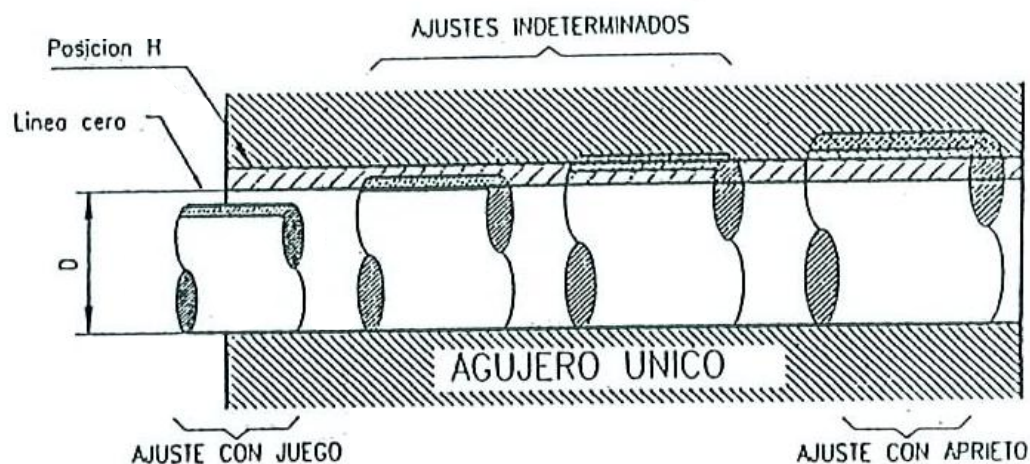


FIGURA 7.12. Sistema de agujero único.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### Pistón hidráulico

Bulón inferior	dL (mm)	46						
	46H7/e7	46H8/ e8	46H9/e9	46H6/f6	46H7/f 6	46H7/f 7	46H8/f7	
T (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,025	0,025	0,039	
t (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,016	0,025	0,025	
TJ (mm)	0,05	0,078	0,124	0,032	0,041	0,05	0,064	

Agujero	DN (mm)	46	Eje	dN (mm)	46
	T (mm)	0,062		t (mm)	0,062
	Di (mm)	0		ds (mm)	-0,05
	Ds (mm)	0,062		di (mm)	-0,112
	DM (mm)	46,062		dM (mm)	45,95
	Dm (mm)	46		dm (mm)	45,888

#### Tipo de ajuste

#### JUEGO

TJ (mm)	0,124	0,124
JM (mm)	0,174	
Jm (mm)	0,05	

Bulón superior centro	dH (mm)		77				
	77H7/e7	77H8/ e8	77H9/e9	77H6/f6	77H7/f 6	77H7/f 7	77H8/f7
T (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,025	0,025	0,039
t (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,016	0,025	0,025
TJ (mm)	0,05	0,078	0,124	0,032	0,041	0,05	0,064

Agujero	DN (mm)	77	Eje	dN (mm)	77
	T (mm)	0,074		t (mm)	0,074
	Di (mm)	0		ds (mm)	-0,06
	Ds (mm)	0,074		di (mm)	-0,134
	DM (mm)	77,074		dM (mm)	76,94
	Dm (mm)	77		dm (mm)	76,866

#### Tipo de ajuste

#### JUEGO

TJ (mm)	0,148	0,148
JM (mm)	0,208	

Para facilitar el montaje y desmontaje del pistón hidráulico se realizará un rebaje en el bulón-pasador del pistón, que tendrá una tolerancia dimensional de:



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Rebaje bulón superior	dH (mm)	49					
49H7/e7	49H8/ e8	49H9/e9	49H6/f6	49H7/f 6	49H7/f 7	49H8/f7	
T (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,025	0,025	0,039
t (mm)	0,025	0,039	0,062	0,016	0,016	0,025	0,025
TJ (mm)	0,05	0,078	0,124	0,032	0,041	0,05	0,064
Agujero	DN (mm)	49			dN (mm)	49	
	T (mm)	0,062		Eje	t (mm)	0,062	
	Di (mm)	0			ds (mm)	-0,05	
	Ds (mm)	0,062			di (mm)	-0,112	
	DM (mm)	49,062			dM (mm)	48,95	
	Dm (mm)	49			dm (mm)	48,888	
	Tipo de ajuste	JUEGO					
		TJ (mm)	0,124	0,124			
		JM (mm)	0,174				
		Jm (mm)	0,05				

En todos los casos se ha tomado la combinación que da más juego al ajuste.

El problema que plantea el coger la mayor tolerancia es que las holguras son mayores. Pero al ser el orden de magnitud tan pequeña, la diferencia entre utilizar la tolerancia dimensional H9/e9 y H8/f7 va a ser despreciable; por tanto, se selecciona la primera.

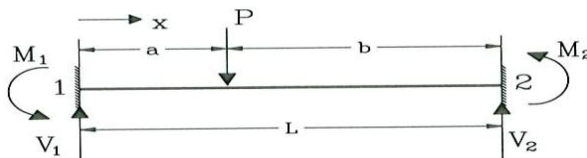


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 6. Viga de apoyo

Utilizando el modelo de “Viga biempotrada. Carga puntual” [11] se obtienen las siguientes fórmulas:

#### A3.5.- Viga biempotrada. Carga puntual.



$$\text{Reacciones: } \begin{cases} V_1 = \frac{Pb^2}{L^3}(L+2a) & V_2 = \frac{Pa^2}{L^3}(L+2b) \\ M_1 = \frac{Pab^2}{L^2} & M_2 = -\frac{Pa^2b}{L^2} \end{cases}$$

$$\text{Cortantes: } Q|_0^a = -V_1; \quad Q|_a^L = V_2$$

$$\text{Giros: } \theta_1 = \theta_2 = 0$$

$$\text{Momentos flectores: } \begin{cases} M|_0^a = \frac{Pb^2}{L^3}(Lx+2ax-aL) \\ M|_a^L = \frac{Pa^2}{L^3}(Lb+L^2-Lx-2bx) \\ M_{(x=0)} = -\frac{Pab^2}{L^2} = -M_1; & M_{(x=L)} = -\frac{Pa^2b}{L^2} = M_2 \\ M_{\max} = \frac{2Pa^2b^2}{L^3} & \text{en } x=a \end{cases}$$

Como se trata de un único pistón hidráulico posicionado en la mitad de la viga de apoyo, se puede modelar como “Viga biempotrada. Carga puntual”. Al estar la carga puntual aplicada a la mitad de la longitud de la viga, las reacciones se pueden describir como,

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{P}{2} & V_2 &= \frac{P}{2} \\ M_1 &= \frac{PL}{8} & M_2 &= -\frac{PL}{8} \end{aligned}$$

simplemente sustituyendo  $a=b=L/2$  y despejando.

El momento flector máximo se produce, para una viga *biempotrada*, en los extremos. Interesa pues favorece la reducción dimensional de la viga de apoyo.

El valor de B de la barra de sustentación es de 57,5 mm en el punto W como se desprende de la iteración (para la distancia,  $x=943$  mm, del punto C al W de la barra de sustentación)

Iteración

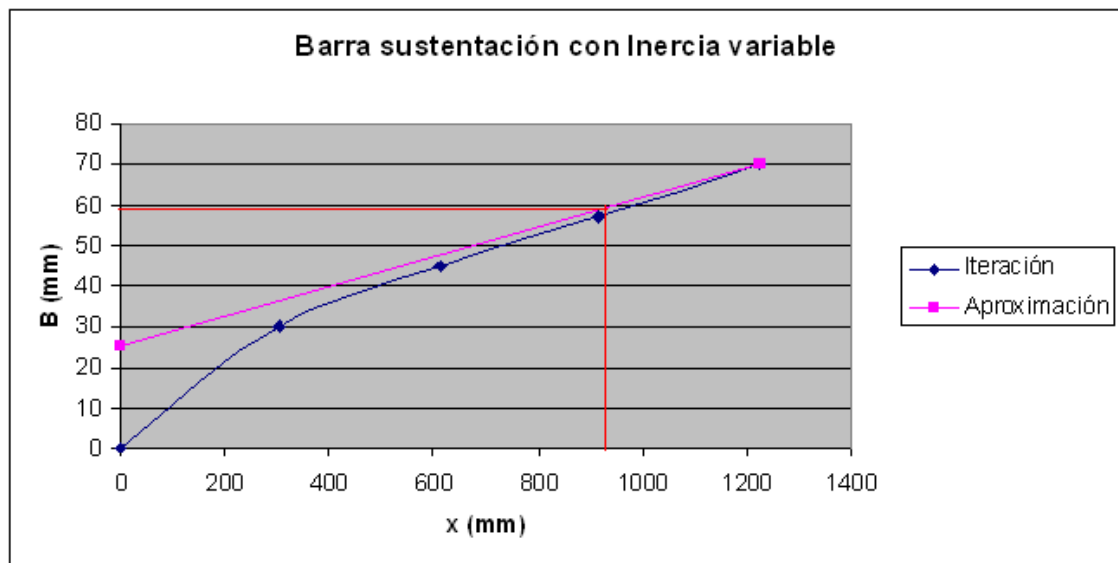
H(mm)	150	Alfa	57,73	T (mm)	10	A (kN)	44,6
$\sigma$ (MPa)	357,6483344	$\leq 360$		I(mm <sup>4</sup> )	1805078,13	I(cm <sup>4</sup> )	180,507813
x (mm)	943	B	57,5				

La barra es en su centro B= 70mm, y en el punto W es de 56 mm. Entonces, el espacio que queda entre las barras de sustentación inferiores y el foso es aproximadamente igual a 13 mm, sin contar con el espesor de perfil L –que conforma la base del montacargas- que se puede entallar.

$$B_{\text{viga apoyo}} = B_{\text{centro barras sust.}} - B_w = 70 - 57,5 = 12,5 \text{ mm} \sim 13 \text{ mm}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos



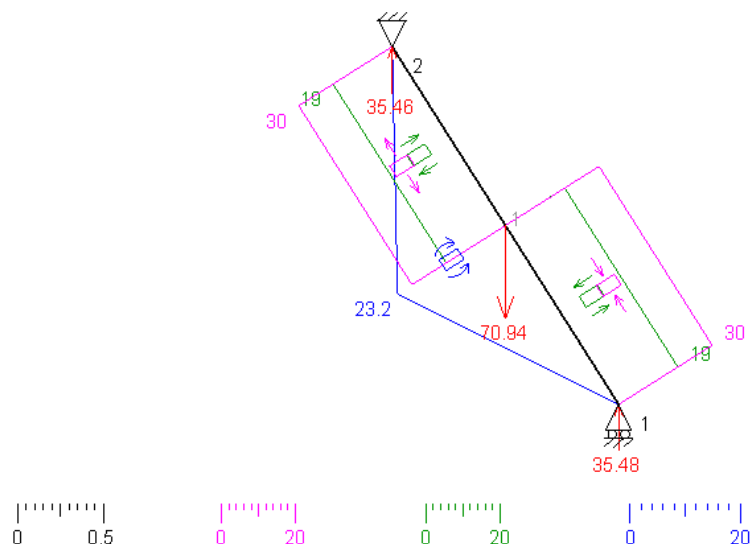
La barra de sustentación en el punto W tendrá una dimensión B entorno a 57,5 mm, y de 70 mm a la mitad de la longitud, según se observa en el gráfico.

Se va a utilizar en el diseño el espacio que queda entre el suelo y las barras de sustentación una vez plegadas, para colocar la viga de apoyo, dada la imposibilidad de realizar una entalla (o comido) en la barra de sustentación IGD a una distancia de 943 mm desde su extremo, por estar dimensionada su sección para área mínima en función del momento flector de ese punto.

Barra de sustentación IGD (estado 1)

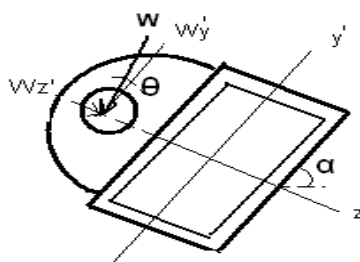
Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

MEFI





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos



Viga de apoyo para el pistón hidráulico

$$\cos \theta = \frac{W_{y'}}{W}$$

$$\cos (90^\circ - \theta) = \sin \theta = \frac{W_{z'}}{W}$$

$$W_{y'} = W \cos \theta = 9 \cdot 9,81 \cdot \cos(14,54) = 85,46 \text{ kN}$$

$$W_{z'} = W \sin \theta = 22,17 \text{ kN}$$

Entonces, es fácil determinar que la fuerza del pistón hidráulico sobre la viga de apoyo ocasionará un momento *torsor* sobre su eje x (el saliente del plano), y un momento flector respecto al eje y.

Comenzado por la torsión, producida por la componente  $W_{y'}$  de aplicación excéntrica respecto a la sección rectangular hueca. El momento *torsor* es igual a

$$T = W_{y'} * \left( \frac{B}{2} + d_{\text{superf.-centro orificio}} \right)$$

La tensión torsional máxima se dará en la superficie exterior más alejada del perfil; para sección rectangular cuando la distancia  $y = H/2$ .

$$\tau_{\text{máx.t}} = \frac{T y}{I_x}$$

Para el cálculo del momento de inercia  $I_y$  y el momento de inercia polar  $I_x$ , se utiliza [12]:

$$I_y = (HB^3 - hb^3)/12$$

$$I_x = (HB^3 - hb^3 + BH^3 - bh^3)/12$$

*Nota. Aunque para secciones circulares macizas y huecas de espesor considerable, coinciden el momento polar de inercia  $I_x$  y el momento de rigidez torsional J (ver el siguiente formulario), no sucede esto para perfiles rectangulares*

	$\pi d^2 / 4$	$y_1 = d/2$ $z_1 = d/2$	$I_y = I_z = \frac{\pi d^4}{64}$ $I_x = J = \frac{\pi d^4}{32}$	$\Omega_{I_y} = \Omega_{I_z} = \frac{9}{10} \frac{\pi d^2}{4}$
	$\pi d \delta$	$y_1 = d/2$ $z_1 = d/2$	$I_y = I_z = \frac{\pi \delta d^3}{8}$ $I_x = J = \frac{\pi \delta d^3}{4}$	$\Omega_{I_y} = \Omega_{I_z} = 2 d \delta$





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El momento flector en el eje  $y'$  (eje débil) es originado por la componente del pistón hidráulico  $W_z'$ . La tensión de flexión se halla igual que siempre

$$\sigma_y = \frac{M_y z}{I_y}$$

Es importante que el centro del orificio, para el bulón-pasador, de la placa de unión coincida con el eje  $z'$  del perfil, para evitar que la resultante de fuerzas  $W_z'$  produzca momentos de torsión (respecto al eje  $x'$ ).

Una vez obtenidos los esfuerzos sobre el perfil, se calculan las tensiones principales, con:

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Haciendo uso de la Teoría de la Energía de la Distorsión de Von Mises se dimensiona el perfil rectangular hueco a utilizar. Se considera la tensión admisible del acero F-128 igual a la utilizada para las barras de sustentación, aunque al ser menor el área del perfil debe ser mayor la resistencia.

La Teoría de la Energía de Distorsión, para un estado de esfuerzo biaxial,

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2}$$

De esta forma, la DET predice la falla si

$$\sigma_e \geq \frac{s_y}{\eta_s}$$

donde  $\sigma_e$  = esfuerzo de Von Mises, Pa.

Los resultados son:

Viga de apoyo. Viga biempotrada. Carga Puntual

Tor or

$W_x'$  (kN) 85,46  $h_{placa}$  (mm) 55  $>d_L$  (mm)

H (mm) 75 B (mm) 25 T (mm) 10

$I_x$  (mm<sup>4</sup>)(torsional) 906666,6667

T (N mm) 3418400

$\zeta_t$  máx. (MPa) 141,3860294



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Momento flector

L(mm) 737

Planoxz

Wz' (kN)	22,1657199	a' (mm)	368,5
		b' (mm)	368,5
		V1' (kN)	11,0828599 P/2
		V2' (kN)	11,0828599
		M1' (kN mm)	2042,01695 PL/8
		M2' (kN mm)	-2042,017

perfil AISI 4340 o F128 (Bonificado)

I<sub>yy</sub> (cm<sup>4</sup>) 9,708333333

σ<sub>y</sub> (MPa) 262,9206368

Tensiones principales

σ<sub>A</sub> (MPa) 324,5194405

σ<sub>B</sub> (MPa) -61,5988037

Von Misses

σ<sub>ve</sub> (MPa) 359,3011121 <σ<sub>adm.</sub> 360

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{900 \text{ MPa}}{359 \text{ MPa}} = 2,51 > 2,5$$

El perfil tubular rectangular tendrá las dimensiones de 75x 25x 10 mm, construido en acero F-128.

Al estar sometida la Viga de apoyo a una fuerza oscilante producida por el pistón hidráulico, se puede dar rotura por mecánica de la fractura.

La viga trabaja bajo la combinación de esfuerzos de cortante, esfuerzos flectores, y esfuerzos de torsión. Se realizan los cálculos para la combinación de esfuerzos cortantes y flectores, con la "Figura 6-38. Barras de sección rectangular con grieta transversal sometidas, con vigas, a la acción de fuerzas y momentos"[13]. No se tiene en cuenta en los cálculos analíticos -según el procedimiento establecido por este libro- la magnitud de los momentos flectores, ni de los cortantes.

El procedimiento es análogo al utilizado en casos anteriores. En el apartado 6-14 *ESTADO DE ESFUERZO EN UNA GRIETA*, se establece el modelo de cálculo según el cual las condiciones para el desarrollo de la grieta son controladas por la magnitud del factor elástico  $K$  de intensidad del esfuerzo, y que en este caso

$$K_0 = \sigma \sqrt{\pi d}$$

Se emplearán las unidades SI de MPa  $\sqrt{m}$ , para el factor  $K_0$ .

Para modificar el factor  $K_0$  se emplea la gráfica "FIGURA 6-38 Barras de sección rectangular con grieta transversal, con vigas, a la acción de fuerzas y momentos."

De este modo puede observarse que  $K_1$  es función de esfuerzo axial medio y de la configuración geométrica de la pieza. El factor de intensidad de esfuerzo es una condición análoga al esfuerzo.

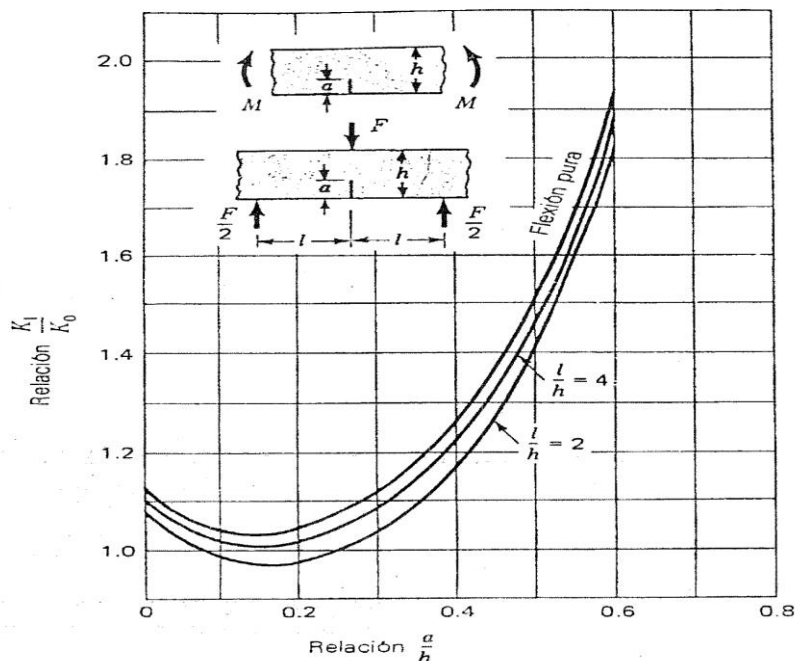
El valor análogo a la resistencia del material se denomina *factor crítico de intensidad de esfuerzo o tenacidad a la ruptura*, y se denota mediante el símbolo  $K_c$  según el cual se propagará una grieta.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

El caso de un esfuerzo aplicado conocido  $\sigma$  que actúa en un elemento en el que existe una grieta de longitud conocida o supuesta  $2a$ , cuando la magnitud de  $K$  se hace igual a la de  $K_c$ , ocurrirá la propagación de la grieta. Por consiguiente el factor de seguridad  $\eta$  para el diseñador es

$$\eta = \frac{K_c}{K}$$



— FIGURA 6-38 Barras de sección rectangular con grieta transversal sometidas, con vigas, a la acción de fuerzas y momentos.

Como no es posible estimar, a priori, la longitud de la grieta en caso de producirse, se realizan los cálculos para la mayor longitud recogida en la figura 6-35, es decir, cuando la "relación  $a/h$ " es máxima (porque siendo constante el parámetro  $h$ , correspondiente a la base del perfil del rectángulo  $B$ -, para la mayor relación se consigue la mayor longitud de grieta  $a$ ). Al ser la relación resultante de realizar la operación  $l/h$  para la viga de apoyo, mayor que los valores de la gráfica, se opta por tomar el mayor de estos para realizar los cálculos, es decir,  $l/h = 4$ .

Estudio de fatiga

Momento flector. Viga de apoyo

$$h \text{ (mm)} = B \quad 25$$

F-128 o AISI 4340 Bonificado (Temple y Revenido)

Sy (Mpa) 900

Tabla 6.2. Shigley

KIC (MPa) 1897,3666

Figura 6-38 Shigley

$K_I/K_0$  1,85

$a/h$  0,6

$l/h$  4

$a$  (mm) 15

$l$  (mm) 100

$\sigma$  (MPa) 149,402875

$\eta$  6,02398044 > 2,5

El **factor de seguridad**, obtenido con este procedimiento, frente a la propagación de grietas de longitud 15mm, es aproximadamente de 6. Por ser mayor al exigido por la norma, la elección del material y las geometrías de construcción de la barra de apoyo son adecuadas.



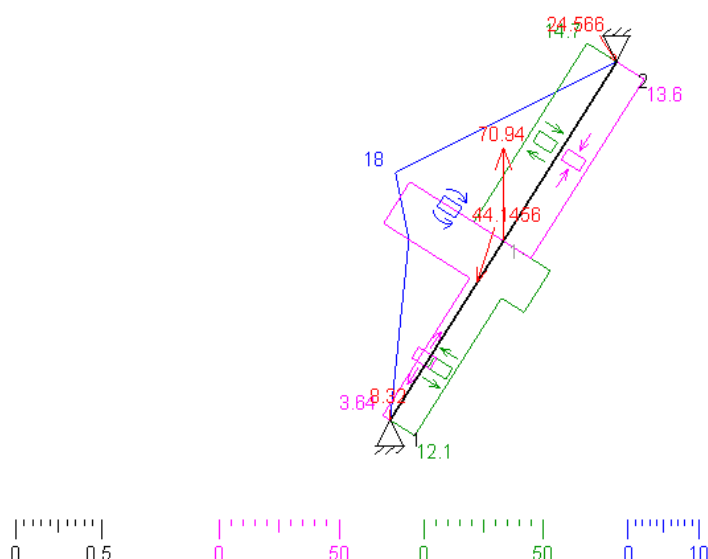
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Por último, resta realizar el estudio de los esfuerzos de la viga de apoyo sobre las correspondientes barras de sustentación. Realizando el estudio en la sección inmediatamente superior a W, donde se combinan el axil máximo, el momento flector y el cortante de la barra de sustentación, con el cortante, el momento *torsor* y el momento flector de la barra de sustentación. Debido, que en una viga rectangular “el valor máximo de la tensión tangencial ocurre en el eje neutro ( $y_1 = 0$ ) donde el momento estático Q tiene su valor máximo.”; al contrario de lo que sucede para la tensión de flexión máxima que se da en la fibra más alejada; se desprecia la tensión tangencial frente a la tensión de flexión, por ser el último de mayor magnitud.

Barra de sustentación FGWC (estado 1)

Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores

MEFI



Haciendo uso de la *Hipótesis de Navier-Bernouilli* “generalizada”: “El alabeo no modifica la longitud de las fibras longitudinales comprendidas entre secciones transversales muy próximas”, pudiendo tomar por válida la expresión:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} - \frac{M_z}{I_z} y + \frac{M_y}{I_y} z$$

Con las fórmulas de la tabla anterior “Apéndice D” para una sección rectangular hueca, se determinan los valores aproximados para las inercias y el área de la barra de sustentación en el punto W.

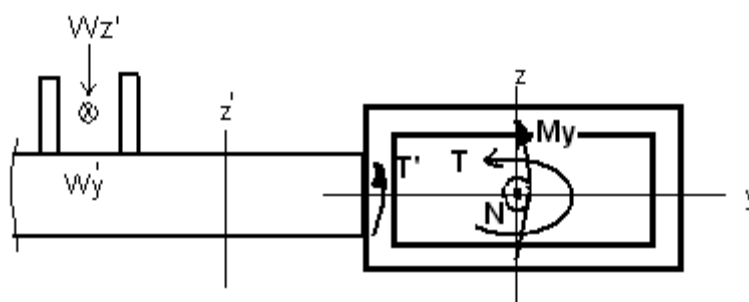
x (mm)	B (mm)	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> ) débil	A (cm <sup>2</sup> )	I <sub>z</sub> (cm <sup>4</sup> ) fuerte
943	57,5	180,51	41,5	930,625

Por ser la sección estudiada aledaña al punto W se utilizan estas propiedades geométricas para el estudio.

En la barra de sustentación FGWC para la sección estudiada tiene lugar una fuerza axial de tracción, y un momento flector en el eje y debido a la carga  $M_y$  (aparte de un esfuerzo cortante). Además, del momento torsional de la viga de apoyo que se traduce en un momento flector de sentido horario sobre el eje y de la sección de la barra de sustentación  $M_{y\text{viga}} = T'$ . El momento flector de la viga de apoyo se da sobre el eje z de la barra de sustentación en sentido anti-horario en forma de *torsor*  $T = M_y'$ .



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos



Sección inmediatamente superior a W, y viga de apoyo

Realizando la ley de momentos para la barra de sustentación FGWC se puede determinar el momento flector en una región comprendida entre el extremo de la barra y la longitud media. Entonces, para una sección superior al punto W,  $d_{cw} < l < L/2$ , por ejemplo, para una distancia de 1 metro se obtiene un momento flector de 12,77 kN m.

$$M_{(l)} = |R_{cy}| L \cos \alpha + \left| \frac{W_y}{2} \right| (l \cos \alpha - d_{wc} \cos \alpha) \tan \alpha + |R_{cx}| l \cos \alpha \tan \alpha - \left| \frac{W_y}{2} \right| (l \cos \alpha - d_{wc} \cos \alpha) \tan \alpha + |C_y| l \cos \alpha$$

aplicando factor común y conocida la relación de la tangente  $\tan \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$ , queda la anterior ley de momentos como

$$M_{(l)} = |R_{cy}| L \cos \alpha + \left| \frac{W_y}{2} \right| (l - d_{wc}) \sin \alpha + |R_{cx}| l \sin \alpha - \left| \frac{W_y}{2} \right| (l - d_{wc}) \sin \alpha + |C_y| l \cos \alpha$$

Ley de momentos barra de sustentación FGWC

Rcy (kN)	1,23	dcw (m)	0,94
Cy(kN)	8,32	l (m)	1
Rcx (kN)	8,28	$\alpha^\circ$	57,73
Wx/2 (kN)	13,44		
Wy/2 (kN)	42,05		

$$M_{y(l)} \text{ ( N m ) } = 12,7685714$$

Se comprueba la validez de este método calculando el momento máximo, que se da a la distancia  $l = L/2$ , y comparando con el obtenido por el programa informático *MEFI*.

Ley de momentos barra de sustentación FGWC

Rcy (kN)	1,23	dcw (m)	0,94
Cy(kN)	8,32	l (m)	1,225
Rcx (kN)	8,28	$\alpha^\circ$	57,73
Wx/2 (kN)	13,44		
Wy/2 (kN)	42,05		

$$M_{y(l)} \text{ ( kN m ) } = 17,9862726$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Realizando los cálculos

$$M_{y_{total}} = M_y + T' = 12,77 \text{ kNm} + 3,42 \text{ kNm} = 16,19 \text{ kNm}$$

$$\sigma_x = \frac{N_{máx}}{A_w} + \frac{M_{y_{total}}}{I_y} \left( \frac{B}{2} \right) = \frac{46400 \text{ N}}{41,5 \cdot 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{16,19 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{180,51 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \cdot \left( \frac{57,5 \text{ mm}}{2} \right) = 269,04 \text{ MPa}$$

$$T = M_y' = 2,04 \text{ kNm}$$

$$\tau_{máx.t} = \frac{T y}{I_x} = \frac{2,04 \cdot 10^6 \text{ N mm} \cdot \left( \frac{150 \text{ mm}}{2} \right)}{6355,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^4} = 24,07 \text{ MPa}$$

Donde el momento polar de inercia de la barra de sustentación en W se calcula como

$$I_x = (HB^3 - hb^3 + BH^3 - bh^3) / 12 = (150 \cdot 57,5^3 - 140 \cdot 47,5^3 + 57,3 \cdot 150^3 - 47,5 \cdot 140^3) / 12 = 6355,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

Se obtienen las tensiones principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$
$$\frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{máx.t}^2} = \frac{269,04}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{269,04}{2} \right)^2 + 24,07^2}$$

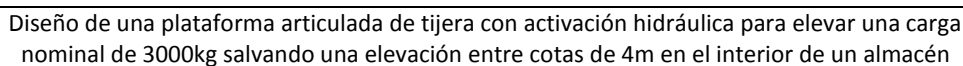
Las tensiones principales son  $\sigma_A = 271,18 \text{ MPa}$  y  $\sigma_B = -2,14 \text{ MPa}$ . Aplicando el criterio de fallo de la Energía de la Distorsión, “para un estado de esfuerzo biaxial,

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2} = 272,25 \text{ MPa} < \sigma_{adm.}$$

Como la tensión admisible en las barras de sustentación es de  $\sigma_{adm.} = 360 \text{ MPa}$  para un acero F-128 y un factor de seguridad de 2,5, previsiblemente no se producirá la rotura de la barra de sustentación en este punto debido a los esfuerzos.

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{272,25 \text{ MPa}}{360 \text{ MPa}} = 0,75 < 2,5$$

Se sigue considerando que las reacciones de la viga de apoyos se aplican sin excentricidad sobre el punto W de la barras de sustentación.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

## 7. Rodillo del apoyo móvil

Se comprueba utilizando los Esfuerzos de Hertz, que los rodillos y los planos deslizantes de los apoyos D soportan las solicitaciones ejercidas sobre sus materiales. [13]

$$b = \frac{2F(1 - \vartheta_1^2)/E_1 + (1 - \vartheta_2^2)/E_2}{\pi l \frac{1}{d_1} + 1/d_2}$$

la presión máxima es

$$p_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi b l}$$

Las ecuaciones (2-89) y (2-90) se aplica a un cilindro y una superficie plana, haciendo  $d = \infty$  para esta superficie. (También se aplica al contacto de un cilindro y una superficie cilíndrica interna; en ese caso se considera que  $d$  es negativa.)

Resumiendo. En la superficie de contacto del cilindro ( $z = 0$ ) las tensiones representadas en las ecuaciones anteriores quedan [14 Anejo 2]:

$$\sigma_x = -2\vartheta p_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma_v = -p_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma_z = -p_{m\acute{a}x}$$

Por tanto, el Círculo de Morh se constituye de un única circunferencia, donde son las tensiones representadas tensiones principales, quedando el esfuerzo cortante máximo como

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_y - \sigma_x}{2} = \frac{\sigma_z - \sigma_x}{2}$$

pues  $\sigma_v = \sigma_z$ .

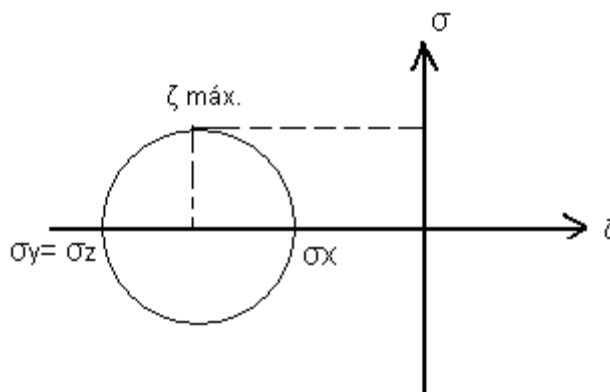


Fig. Circulo de Mohr, para  $z=0$

Por tanto, las tensiones del Círculo de Mohr representadas en este caso, son tensiones principales  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$ .

Una vez obtenidas las tensiones principales en la sección, se calculan las tensiones equivalentes " $\sigma_{equiv.}$ " utilizando la Teoría de la Energía de Distorsión, "para un estado de esfuerzo biaxial,

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

De esta forma, la DET predice la falla si

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{\eta_s}$$

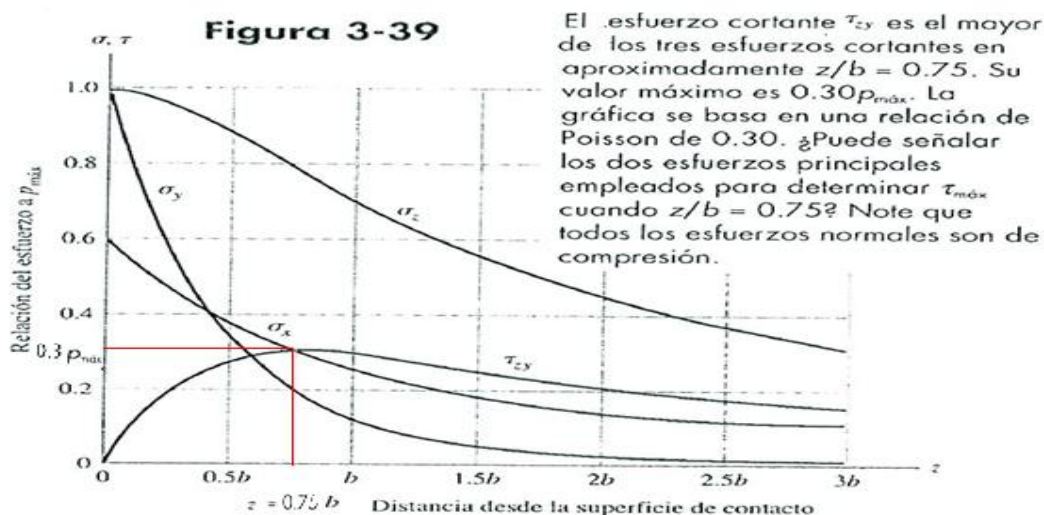
donde

$\sigma_e$  = esfuerzo de Von Mises, Pa"

Pero, según lo expuesto la *Figura 3-39* "El esfuerzo cortante  $\tau_{zy}$  es el mayor de los tres esfuerzos cortantes aproximadamente igual a  $z/b = 0,75$ ; su valor máximo es  $0,30 p_{máx}$ . El diagrama se basa en una relación de Poisson de 0.30" Éste cortante es el responsable de defectos superficiales como el desconchado y las picaduras de los rodamientos.

$$\tau_{zymáx} \frac{z}{b} = 0,75 = 0,30 p_{máx}$$

Por tanto, hay que comprobar esta tensión frente a tensión admisible.



Realizando los cálculos para la superficie exterior del rodamiento con el raíl de la base del montacargas, se obtienen los siguientes resultados:

Rodillos. Esfuerzos de Hertz

Cilindro-plano d2=0		z (mm)	0						
l (mm)	50	F (N)	22.300	coef. Poisson 1	0,3	E1 (MPa)	210000	d (mm)	55
b	0,36788737			coef. Poisson 2	0,3	E2 (MPa)	210000		
Pmáx. (MPa)	771,791692								
σx (MPa)	-463,075015	Von Mises							
σy (MPa)	-771,791692	σe (MPa)	672,832398	<σadm. (MPa)					
σz (MPa)	-771,791692								
ζzy (MPa)	-154,358338								
Sy (MPa)	1699,5825								
Factor Seguridad	2,5	σadm. (MPa)	679,833						
z (mm)= 0,75Pmáx	0,27591553								
ζzymáx (MPa)	231,537508	<ζadm. (MPa)	339,9165						

El rodillo se construirá con dimensiones de longitud 50 mm, diámetro exterior 55 mm, y diámetro interior de 26 mm -con acabado superficial interno de 26H9/e9-, utilizando un "acero F-128" (sin silicio) templado y revenido a 300°C.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Utilizando las tablas siguientes, ya mencionadas anteriormente, se selecciona el material y se determinan sus tensiones admisibles.

UTILIZACIÓN CORRIENTE DE ACEROS									
Resistente al desgaste									F523
Refractario alta aleación	S								F332
Resiste la corrosión intergranular	S								F331
Resiste altas temperaturas	S								F330
Trabajo continuo a altas temperaturas	S								F323
Trabajo continuo a altas temperaturas	T								F322
Resiste la corrosión y altas temperaturas	S								F321
Inoxidable 18 / 8		S	S						F314
Inoxidable, corrosión, altas temperaturas		S	S						F313
Inoxidable		S							F312
Inoxidable			S						F311
Alta resistencia, soldable									F222
Buena resistencia, gran dureza									F174
Media resistencia, gran dureza superficial									F171
Alta resistencia, gran dureza									F156
Buena resistencia, buena dureza									F154
Resiste la fatiga, buena dureza									F153
	T = templado C = cementado N = nitrurado S = sin tratamiento								UTILIZACIÓN
									Arandelas, Topes
									Chavetas, Pasadores
									Tornillos, Tensores
									Eje, Balones
									Engranajes
									Bielas
									Cigüeñales, Levas
									Rodamientos
									Muelles, Ballestas
									Grifería
									Turbinas, Bombas
									Escapes
									Válvulas motores
Poca responsabilidad									F151
Resortes de gran mediad									F144
Resortes de trabajo continuo									F142
Resortes pequeños									F140
De cutotemple									F132
Gran dureza másica									F131
Gran resistencia , flexibilidad									F128
Gran resistencia , fatiga									F126
Gran resistencia , tenaz									F125
Gran resistencia , duro									F124
Gran resistencia , tenaz									F123
Gran resistencia , fatiga									F122
Poca responsabilidad , buena resistencia									F115
Poca responsabilidad , media resistencia									F114
Poca responsabilidad , media resistencia									F113
Poca responsabilidad , resistencia choque									F112
Poca responsabilidad , tenaz									F111
									UTILIZACIÓN
									Arandelas, Topes
									Chavetas, Pasadores
									Tornillos, Tensores
									Eje, Balones
									Engranajes
									Bielas
									Cigüeñales, Levas
									Rodamientos
									Muelles, Ballestas
									Grifería
									Turbinas, Bombas
									Escapes
									Válvulas motores

De los aceros recomendados por la tabla anterior “UTILIZACIÓN CORRIENTE DE LOS ACEROS” y utilizando el catálogo comercial [22], se selecciona el F-128 con gran resistencia, flexibilidad o acero aleado para piezas sometidas a cargas elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Se recurre a este acero por primar la optimización de espacio en el diseño.

## Aceros de bonificado

NORMAS NACIONALES				UTILIZACIÓN CAMPO DE APLICACIÓN
UNE	AFNOR	DIN	ISI/SAE	
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	Acero aleado al Cr apto para el sector de la construcción y el sector marítimo, apto para el temple superficial.
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	Acero aleado al Cr Mo con una elevada tenacidad y una buena soldabilidad para máquinas y el sector de la automoción.
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	Acero aleado al Cr Mo con una elevada tenacidad para máquinas y el sector de la automoción.
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para temple superficial.
F1252 F125	-	42 Cr Mo S 4	-	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para el temple superficial. Buen mecanizado.
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	Acero aleado para piezas sometidas a cargas elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores : cólicos, maquinaria y maquinaria y herramientas.
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	Acero aleado para piezas sometidas a cargas muy elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores : Sectores : energéticos, maquinaria y maquinaria y herramientas.
F1260 F126	35 NCD 16	35 Ni Cr Mo 16	-	Acero aleado para piezas muy solicitadas de cualquier dimensión y de máxima responsabilidad, para máquinas y motores. Apto para bajas temperaturas y esfuerzos combinados de flexión y torsión.

Se observa en la tabla siguiente, como conforme aumenta el rango de diámetro disminuye la resistencia del material. El diámetro exterior del rodillo es de 55 mm que está en el rango  $40 < D \leq 100$ . La resistencia en estado bonificado está dentro del rango 1000-1200 MPa.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### RESISTENCIA N/mm<sup>2</sup> EN ESTADO BONIFICADO

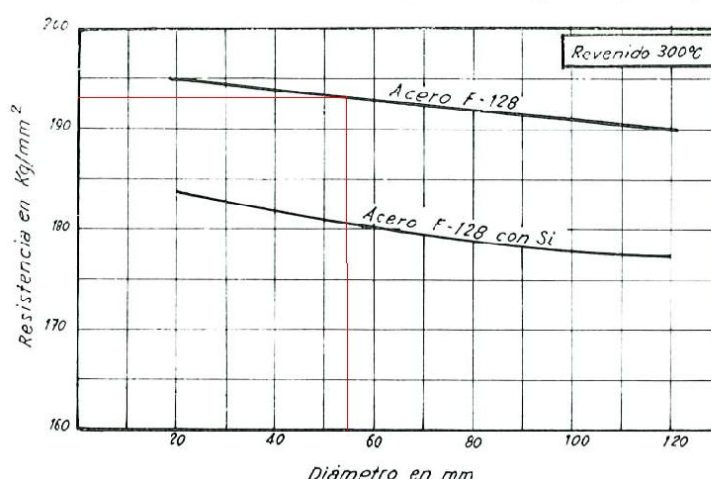
UNE	AFNOR	DIN	AISI/S AE	D≤16	16<D≤40	40<D≤100	100<D≤160	160<D≤250	250<D≤500
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	-	-	-
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	900 – 1100	800 – 950	750 – 850	650 – 800	650 – 800	600 – 750
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850	650 – 800
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850
F1252 F125	-	42 Cr Mo S 4	-	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900	700 – 850
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	1200 – 1400	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	800 – 950	750 – 900
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	1250 – 1450	1250 – 1450	1100 – 1300	1000 – 1200	900 – 1100	850 – 1000
F1260 F126	35 NCD 16	36 Ni Cr Mo 16	-	1250 – 1450	1250 – 1450	1100 – 1300	1000 – 1200	1000 – 1200	-

Como interesa la mayor resistencia del material se procede al estudio del bonificado realizado para su acero F-128 [15, Anejo 2]. En la tabla de “composición química” del acero suministrado por la empresa, solo se especifica que es “bonificado” sin tener en cuenta la cantidad de silicio de su composición.

NORMAS NACIONALES				COMPOSICIÓN QUÍMICA							
UNE	AFNOR	DIN	AISI/S AE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	Estado Suministro
F1202 F1211	42 C 4	41Cr 4	5140 5140 h	0.41	-	0.75	1.05	-	-	-	Recocido – Bonificado – Bruto de laminación
F222	25 CD 4	25 Cr Mo 4	4130	0.25	-	0.75	1.05	0.22	-	-	Recocido – Bonificado – Bruto de laminación
F1250	34 CD 4	34 Cr Mo 4	4135 4137	0.34	-	0.75	1.05	0.22	-	-	Recocido – Bonificado – Bruto de laminación
F1252 F125	42 CD 4	42 Cr Mo 4	4140 4142	0.42	-	0.75	1.05	0.22	-	-	Recocido – Blando – Bruto de laminación
F1252 F125	-	42 Cr Mo S 4	-	0.42	-	0.75	1.05	0.22	-	S 0.030	Bonificado
F128	35 NCD 6	34 Cr Ni Mo 6	4337 4340	0.34	-	0.65	1.50	0.22	1.50	-	Bonificado
F1272	30 NCD 8	30 Cr Ni Mo 8	-	0.30	-	0.45	2.00	0.40	2.00	-	Bonificado
F1260 F126	35 NCD 16	36 Ni Cr Mo 16	-	0.36	-	0.45	1.80	0.35	3.85	-	Bonificado

De las “fichas tecnológicas de aceros de alta resistencia” [17], se extrae la siguiente gráfica para el acero F-128:

### ACERO F-128



RESISTENCIAS REPRESENTATIVAS

De donde para un “acero F-128” (sin silicio) que está “revenido a 300°C” se estima un valor, para un diámetro 55 mm del rodillo montacargas, de resistencia  $192,5 \text{ kg/mm}^2$ . Que es un valor mucho mayor al obtenido para el rango de la tabla de la empresa [22] en el rango  $40 < D \leq 100 \text{ mm}$ , para este acero. Como la resistencia disminuye conforme aumenta el diámetro al utilizar el diámetro de 55 mm, siendo un cilindro hueco el rodillo se está siendo conservador, es decir, la superficie que soporta el esfuerzo es menor, y por tanto, la resistencia será algo mayor.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Entonces, la resistencia última del acero F-128, para este rango de diámetro, es de 1888,425 MPa, como interesa conocer el límite elástico se aplica el mismo procedimiento anteriormente expuesto, para los materiales dúctiles se cumple que

$$\frac{S_{yt}}{S_u} \leq 0,9$$

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{1699,58 \text{ MPa}}{672,83 \text{ MPa}} = \mathbf{2,53} > 2,5$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 8. Base del montacargas

La estructura base del montacargas, fija éste al foso del piso del establecimiento donde opera. Es el anclaje al suelo de aparato elevador, impidiendo su desplazamiento y giro global. Por tanto, transmite las reacciones originadas por la carga en su elevación al piso.

En este proyecto no se van a considerar el comportamiento del suelo bajo la influencia de las cargas, únicamente se limita a determinar las fuerzas aplicadas sobre su superficie. Aunque, se hace un apunte al respecto en base a la norma UNE-EN 81-31 [16, Anejo 2]

Esta estructura sirve de soporte para los nudos móviles (apoyos móviles) denotados con D de las barras de sustentación, que en la realidad se trata de un rodillo, facilitando su desplazamiento horizontal. Además, de ser un anclaje para los nudos (apoyos fijos) denotados con C de las barras de sustentación, que en realidad se trata de dos placas de anclaje con un bulón pasador.

Las cargas aplicadas sobre la estructura base son las fuerzas de las barras de sustentación denotas con D y C, (es decir, las reacciones de las fuerzas de la base del montacargas sobre las barras). Al haber sido obligado la componente de la reacción  $C_x$  a ser nula, quedan las cargas  $C_y$  y D ambas actuantes en el dirección vertical. La no existencia de  $C_x$ , hace que no se origine momento *torsor*, siendo beneficioso desde el punto de vista de criterios de diseño por ser válido un perfil de sección abierta.

Con motivo de facilitar la construcción de un plano de desplazamiento para el elemento rodante D se opta por un “perfil angular de lados desiguales” [12] exactamente el L200x100x10.

Para el estudio de dicho perfil frente a las cargas se adopta el modelo de “Viga en voladizo”. Con ayuda de una hoja de cálculo informática se realizan los cálculos, utilizando la fórmula de tensión a flexión (ya vista),

$$\sigma_x = - \frac{M_z y}{I_z}$$

además, de los prontuarios citados.

Base montacargas industrial

Anclaje barras de sustentación. Viga en voladizo

d (mm)	561	$C_y$ (kN)	15,24
$M_z$ (N mm)	8549640		

$I_z$ (mm <sup>3</sup> ) $10^4$	210,3
$y_s$ (mm) 10	2,01

$\sigma$  (MPa) 81,7155321 <  $\sigma_{adm.} = 94$

Debido a la distribución de los perfiles, para conformar la estructura base del montacargas (como se observa en los planos), la componente de la fuerza  $C_y$  -que es vertical ascendente, cuando se posiciona la mercancía sobre el voladizo de la plataforma- creará un momento flector (respecto al eje z, de perfil L de bruces sobre su lado más largo) que hará actuar parte de la estructura como una viga en voladizo –brazo de la placa de anclaje del apoyo C-. En esta parte, que actuará como viga en voladizo, no se producirá momento *torsor* si la fuerza  $C_y$  está alineada con los orificios de los tornillos.

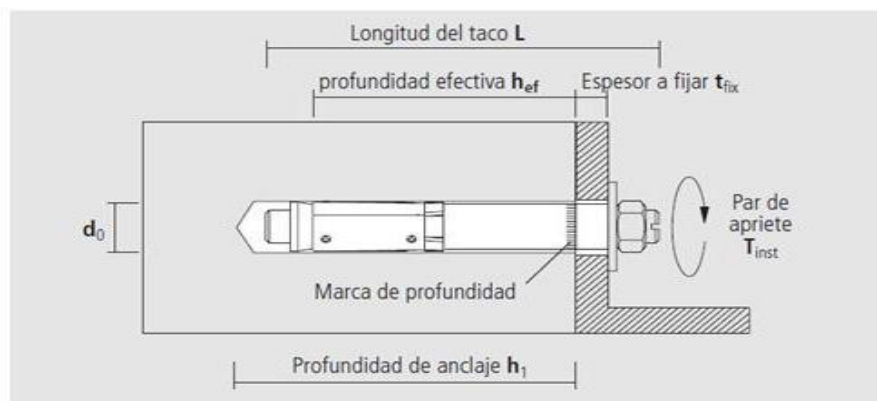
Este momento flector puede originar, también, si no se realiza la conveniente sujeción del anclaje C al piso, un momento de torsión sobre los raíles del apoyo móvil D.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para compensar este momento flector, y que no produzca una torsión sobre los perfiles colocados longitudinalmente (brazo del anclaje C), se utilizarán unos tornillos de anclaje convenientemente posicionados. Dispuestos de forma, que faciliten su mantenimiento, es decir, que puedan ser reapretados una vez ensambladas todas las piezas del montacargas. Para “fijación altas cargas homologadas” se oferta [24] el producto denominado como “Anclaje tornillo” [17, Anejo N°2].

### Datos de Aplicación



Denominación	$d_0$ [mm]	$h_1 \geq$ [mm]	$h_{ef} \geq$ [mm]	L [mm]	max. $t_{fix}$ [mm]	Rosca
12-85/10	12	70	55	85	12	M 8
12-100/25	12	70	55	100	25	M 8
12-125/50	12	70	55	125	50	M 8
15-100/10	15	85	65	100	10	M 10
15-115/25	15	85	65	115	25	M 10
15-140/50	15	85	65	140	50	M 10
20-118/10	20	100	80	118	10	M 12
20-133/25	20	100	80	133	25	M 12
20-158/50	20	100	80	158	50	M 12
25-150/10	25	125	100	150	10	M 16
25-165/25	25	125	100	165	25	M 16
25-190/50	25	125	100	190	50	M 16

Se comprueba en la tabla anterior, que para un espesor de perfil de 10 mm son válidos todos los tornillos; pues para todos los tornillos el espesor máximo a fijar es inferior a 10 mm.

Con los datos técnicos suministrados por el fabricante se puede determinar para las fuerzas aplicadas sobre la base el tipo de tornillos a utilizar.

#### Cargas Recomendadas, distancia entre anclajes y al borde

Tipo de Anclaje	Rosca	Hormigón fisurado		Hormigón no fisurado		Momento de flexión permitido Mper (kN)	Distancia entre anclajes Scr (mm)   Smin (mm)		Distancia al borde Ccr (mm)   Cmin (mm)		Espesor mínimo h min (Nm)	SW	Tinst Nm
		C20/25	C30/37	C20/25	C30/37								
		Nper (kN)	Nper (kN)	Nper (kN)	Nper (kN)								
SWA PLUS S-12	M8	3,6	4,4	4,8	5,8	17,1	165	80	83	100	110	13	20
SWA PLUS S-15	M10	7,6	9,3	9,5	11,6	34,3	195	130	98	130	130	17	50
SWA PLUS S-20	M12	12,3	15,0	17,2	20,9	60,0	240	200	120	200	160	19	75
SWA PLUS S-25	M16	17,1	20,9	24,0	29,3	152,0	300	300	150	300	200	24	170

Cargas recomendadas en hormigón (con factores de seguridad ETAG 001)

Para seleccionar los tornillos, y determinar sus distancias, se utiliza como modelo de cálculo una “Viga simplemente apoyada” con voladizo. Donde, los apoyos representan los dos tornillos utilizados; y la fuerza transmitida por el bulón-pasador se aplica en el extremo del voladizo.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Asumiendo la hipótesis que para un tornillo perfectamente apretado no se produce momento flector sobre el mismo, solamente experimenta esfuerzo axial. Se realizan los cálculos, utilizando la hoja de cálculo, se obtiene los siguientes resultados aplicando las ecuaciones  $\Sigma M_B = 0$ ;  $\Sigma F_y = 0$ ;

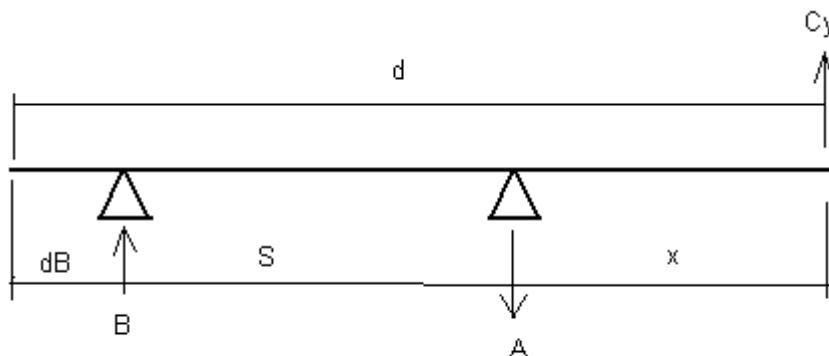


fig. Modelo del apoyo C de la base, para la selección de tornillos

Tornillos de anclaje. Viga simplemente apoyada con voladizo

d (mm)	561	Cy (kN)	15,24	
x (mm)	185	S (mm)	300	dB (mm) 76

$\Sigma M_B = 0$ ;	NA (kN)	24,638
$\Sigma F_y = 0$ ;	NB (kN)	9,398

Donde:

- d, es la distancia total
- x, es la distancia en voladizo del modelo -viene determinada por el diseño (placas de anclaje del bulón-pasador, y, montaje y desmontaje del tornillo)-
- S, es la "distancia entre anclajes" recomendada en la tabla anterior"
- dB es la posición del tornillo medido desde el extremo de unión soldado

Por tanto, los tornillos de anclaje seleccionados son de M16 clase comercial 8.8 para "hormigón no fisurado". Se van a utilizar los mismos tornillos para todos los orificios de la base de sustentación del montacargas, para que no se produzcan errores de montaje por confusión de tornillo. Aunque, realmente para el orificio B del montacargas sería suficiente con un tornillo que soporte esfuerzos axiales menores.

Los orificios de los tornillos estarán alineados con el punto de aplicación de la carga Cy, para que no haya momento *torsor* sobre el perfil -al ser un perfil abierto soporta muy mal los momentos *torsores*-.

La "distancia entre anclajes" u orificios de tornillos será de 300 mm, recomendada por el fabricante.

Respecto a la "distancia al borde" recomienda el fabricante el rango 150-300 mm: por el extremo se cumple pues hay 185 mm hasta el orificio A.

Respecto a la dimensión h (longitud de ala larga) del perfil se colocará alineado el tornillo con el punto de aplicación de la carga -de forma que permita el montaje y mantenimiento del tornillo-.

Los cálculos anteriores se han realizado para el "modelo 3) viga marco", cuando actué el "modelo 1) viga marco" se van a invertir el sentido de las fuerzas en los orificios sobre los tornillos, por tanto, seguirán siendo válidos los tornillos empleados.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Además de los tornillos de anclaje de los perfiles transversales, dos en cada brazo. Sobre los perfiles longitudinales se colocaran en sus extremos dos tornillos por perfil, para prevenir que se abra la base, que experimentarán -en caso de darse- esfuerzos cortantes; más un tornillo para conseguir la estabilidad del montacargas (se verá en el siguiente apartado)

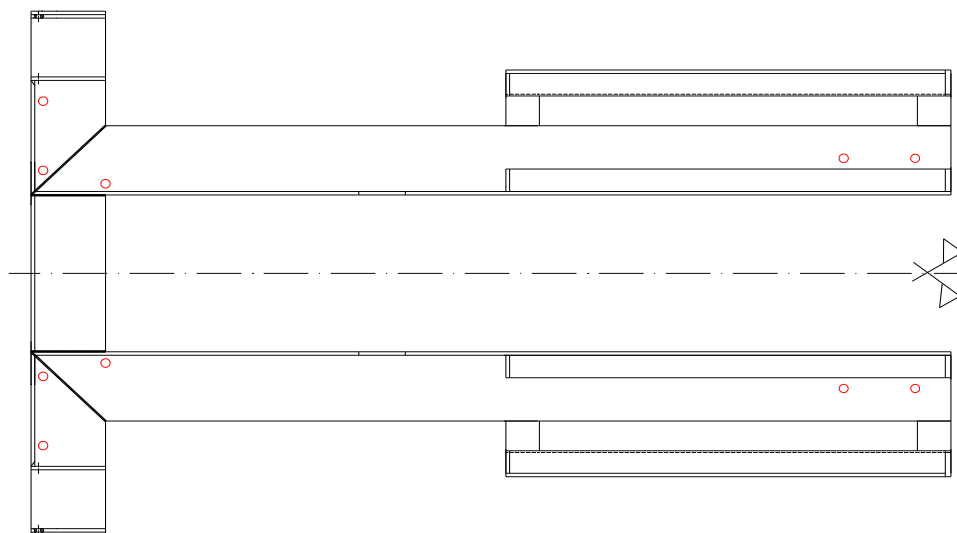


Figura. Base del montacargas



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 9. Estabilidad del montacargas industrial

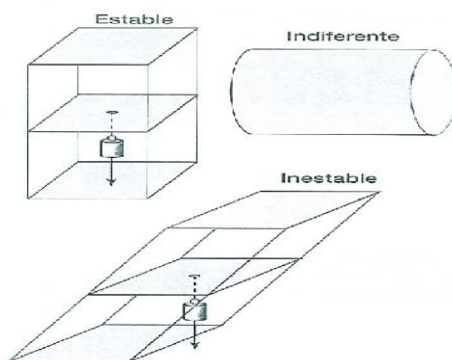
Se hace necesario en el presente proyecto un estudio de la estabilidad del montacargas, que garantice que no se va a producir el vuelco. [18, Anejo Nº2]

El equilibrio de sólidos apoyados se establece [15] que en este caso, considerando como **base de sustentación** el menor contorno convexo que encierra todos los puntos de apoyo sobre el suelo, el equilibrio será:

- Estable**, cuando la vertical que pasa por el centro de gravedad pasa por la base de sustentación.
- Inestable**, cuando pasa por la línea límite de dicha base.
- Indiferente**, cuando la base de sustentación es tal que la vertical del centro de gravedad siempre pasa por ella.

Cuando un cuerpo apoyado disfruta de equilibrio estable, su estabilidad dependerá de la posición del centro de gravedad y de la superficie de sustentación.

Tanto en los cuerpos apoyados como en los suspendidos, la energía potencial depende de la altura a la que se encuentra situado el centro de gravedad. La posición que corresponde al equilibrio inestable, la de mayor, y la de equilibrio indiferente es la de energía potencial constante.



Hallando el centro de gravedad de la estructura del montacargas, mediante lo expuesto en el apartado *CENTRO DE GRAVEDAD Y CENTRO DE MASAS* [15] de la anterior unidad y sabiendo que el "Centro de gravedad" de un cuerpo es el punto de aplicación del peso de dicho cuerpo, su posición es tal que no se modifica el centro al cambiar la orientación del cuerpo. Por otra parte, el centro de gravedad no es un punto perfectamente definido, ya que no son exactamente paralelos los vectores representativos de los pesos de las partículas. Por ello las ecuaciones posteriores definen un punto se suele designar con el nombre de **centro de masas**.

$$\mathbf{r}_G = \frac{\sum m_i g \mathbf{r}_i}{\sum p_i g} = \frac{g \sum m_i \mathbf{r}_i}{g \sum m_i} = \frac{\sum m_i \mathbf{r}_i}{\sum m_i}$$

$$x_G = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i x_i}{M}$$

$$y_G = \frac{\sum m_i y_i}{M}$$

$$z_G = \frac{\sum m_i z_i}{M}$$

Siendo M la masa total del cuerpo.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

“Tratándose de cuerpos homogéneos descomponibles en otros de formas geométricas sencillas cuyos centros de gravedad sean conocidos, se trazan unos ejes coordenados y se aplican las fórmulas anteriores, teniendo en cuenta que ahora  $x_i, y_i, z_i$  son las coordenadas de los centros de gravedad de cada una de las figuras parciales.

Además, si el cuerpo tiene forma lineal, la masa es proporcional a la longitud; si es laminar a la superficie, y por último, si se trata de un cuerpo tridimensional, al volumen; por lo que en los cálculos se puede sustituir masa por longitud, la superficie o el volumen respectivamente.”

Como de la carga transportada por el montacargas se conoce su masa (o peso), -pero no se puede determinar de forma real su volumen, que dependerá del tipo de mercancía que sea-, se realizan los cálculos de la estabilidad del montacargas en base a esta, además de la distancia  $x$  medida en el eje horizontal del plano.

En el prontuario de perfiles comerciales utilizado se facilita el parámetro  $G$  (o  $M$  “masa lineal” unidad de kg/m) con el que se halla su masa para una determinada longitud de perfil. (Nota: no confundir  $G$  peso por longitud, con  $G$  centro de gravedad del sólido)

En el caso de la viga de apoyo del pistón hidráulico, que no es normalizada, se determina su masa (o peso) a partir de su área y la relación de densidad como sigue. El área de la sección rectangular hueca, ya expuesta anteriormente, es:

$$A = 2(B + H)\delta$$

Entonces, siendo la longitud de la viga de apoyo  $L$ , se calcula el volumen

$$V = A \cdot L$$

y despejando de la fórmula de la densidad, se obtiene la masa buscada

$$\rho = \frac{m}{V}$$

conocida la densidad,  $\rho$ , del acero en masa es de  $7850 \text{ kg/m}^3$  [10].


Para el caso de las vigas de sustentación del montacargas se calcula su peso de forma análoga que para la viga de apoyo del pistón hidráulico, pero promediando el área por ser de inercias variables. La distancia de sus centros de gravedad es  $x = D/2$ .

En el estudio de estabilidad realizado no se tienen en cuenta los bulones-pasadores, las placas de unión, los cerramientos de la plataforma, y los tornillos de sujeción, por ser su peso considerablemente menor que el del resto de elementos.

El peso del pistón hidráulico se da por el fabricante en su catálogo comercial. Para determinar su distancia se utiliza la relación trigonométrica

$$x_{25} = x_W + (Carrera + Z) \cos(\alpha + \theta)$$

donde:  $x_W$ , es la distancia horizontal medida desde el extremo C hasta el punto W de la barra de sustentación.  $Carrera$  y  $Z$  son parámetros del catálogo del perfil comercial; y los ángulos ya fueron determinados.

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén	Nº hoja	Nº hojas
		113	2145
		Anejo Número 1: Cálculos Justificativos	

#### Estudio de estabilidad para el montacargas

mercancía	G1:	$m_{G1}$ (kg)	3500	$x_1$ (mm)	2070	7245000
viga marco posterior	G2:	$m_{G2}$ (kg)	64,714	$x_2$ (mm)	1235	79921,79
viga marco anterior	G3:	$m_{G3}$ (kg)	64,714	$x_3$ (mm)	1235	79921,79
viga parrilla 1	G4:	$m_{G4}$ (kg)	20,1885	$x_4$ (mm)	73	1473,7605
viga parrilla 2	G5:	$m_{G5}$ (kg)	20,1885	$x_5$ (mm)	537,8	10857,3753
viga parrilla 3	G6:	$m_{G6}$ (kg)	20,1885	$x_6$ (mm)	1002,6	20240,9901
viga parrilla 4	G7:	$m_{G7}$ (kg)	20,1885	$x_7$ (mm)	1467,4	29624,6049
viga parrilla 5	G8:	$m_{G8}$ (kg)	20,1885	$x_8$ (mm)	1932,2	39008,2197
viga parrilla 6	G9:	$m_{G9}$ (kg)	20,1885	$x_9$ (mm)	2397	48391,8345
viga transversal 1	G10:	$m_{G10}$ (kg)	5,99592	$x_{10}$ (mm)	305,4	1831,15397
viga transversal 2	G11:	$m_{G11}$ (kg)	5,99592	$x_{11}$ (mm)	770,2	4618,05758
viga transversal 3	G12:	$m_{G12}$ (kg)	5,99592	$x_{12}$ (mm)	1235	7404,9612
viga transversal 4	G13:	$m_{G13}$ (kg)	5,99592	$x_{13}$ (mm)	1699,8	10191,8648
viga transversal 5	G14:	$m_{G14}$ (kg)	5,99592	$x_{14}$ (mm)	2164,6	12978,7684
viga transversal 6	G15:	$m_{G15}$ (kg)	5,99592	$x_{15}$ (mm)	305,4	1831,15397
viga transversal 7	G16:	$m_{G16}$ (kg)	5,99592	$x_{16}$ (mm)	770,2	4618,05758
viga transversal 8	G17:	$m_{G17}$ (kg)	5,99592	$x_{17}$ (mm)	1235	7404,9612
viga transversal 9	G18:	$m_{G18}$ (kg)	5,99592	$x_{18}$ (mm)	1699,8	10191,8648
viga transversal 10	G19:	$m_{G19}$ (kg)	5,99592	$x_{19}$ (mm)	2164,6	12978,7684
barra BEHF	G20:	$m_{G20}$ (kg)	78,69625	$x_{20}$ (mm)	673,5	53001,9244
barra FGWC	G21:	$m_{G21}$ (kg)	78,69625	$x_{21}$ (mm)	673,5	53001,9244
barra AEI	G22:	$m_{G22}$ (kg)	78,69625	$x_{22}$ (mm)	673,5	53001,9244
barra IGD	G23:	$m_{G23}$ (kg)	78,69625	$x_{23}$ (mm)	673,5	53001,9244
viga de apoyo	G24:	$m_{G24}$ (kg)	14,9464	$x_{24}$ (mm)	0,5235	7,8244404
pistón	G25:	$m_{G25}$ (kg)	67,5	$x_{25}$ (mm)	649,1735	43819,2113
raíl posterior	G26:	$m_{G26}$ (kg)	56,81	$x_{26}$ (mm)	1235	70160,35
raíl anterior	G27:	$m_{G27}$ (kg)	56,81	$x_{27}$ (mm)	1235	70160,35
base C posterior	G28:	$m_{G28}$ (kg)	12,903	$x_{28}$ (mm)	69,3	894,1779
base C anterior	G29:	$m_{G29}$ (kg)	12,903	$x_{29}$ (mm)	69,3	894,1779
travesaño base	G30:	$m_{G30}$ (kg)	11,4666	$x_{30}$ (mm)	69,3	794,63538
Tornillos de anclaje	G31:	$m_{G31}$ (kg)	5973,49643	$x_{31}$ (mm)	200	1194699,29

$$\Sigma M \text{ (kg)} \quad 10332,1386$$

$$\Sigma m_G \cdot x \text{ (kg mm)} \quad 9221927,69$$

$$X_G \text{ (mm)} \quad 892,547808$$

$$0 < X_G < D = 1307$$

A tenor de la distancia del centro de gravedad global del montacargas -considerando todos los elementos, cuando la plataforma está en su cota más alta-, para conseguir equilibrio estable se hace necesario el empleo de dos tornillos de anclaje adecuadamente posicionados. Para que la vertical que pasa por su centro de gravedad pase por la base de sustentación estando el montacargas cargado con la máxima carga permitida y en su cota más elevada. Se considera la distancia de la base de sustentación teórica –es decir, no toda la longitud del bastidor que conforma la base- como la comprendida entre los dos apoyos, medido en el eje horizontal, cuando la tijera se encuentra completamente desplegada:  $D = 1307$  mm.

Los tornillos de anclaje proponen una buena alternativa a lastrar la base del montacargas, por el ahorro de material debido a la reducción de la distancia de su *centroide* hasta el extremo del montacargas. En el posicionamiento de los tornillos se busca que queden sus *centroides* lo más cerca posible del extremo del montacargas; pero al conformar la base perfiles abiertos son susceptibles de torsión, por tanto, no se deben poner sobre el perfil transversal. Entonces, se posicionarán sobre los perfiles longitudinales, cercanos al centro de cortantes de los perfiles, a una distancia desde el extremo de  $x_3 = 200$  mm



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 10. Guías

La Norma española UNE- EN 81-31, establece al respecto del guiado del montacargas [19, Anejo Nº2] que “las tensiones admisibles deberán calcularse como

$$\sigma_{perm} = \frac{R_m}{S_t}$$

donde

$\sigma_{perm}$  es la tensión máxima permisible en newtons por milímetro cuadrado (N/mm<sup>2</sup>)

$R_m$  es el esfuerzo de tracción en newton por milímetro cuadrado (N/mm<sup>2</sup>),  $=0,75 \times R_{0,2}$ ;

$S_t$  es el factor de seguridad

“Las deformaciones máximas permitidas son:

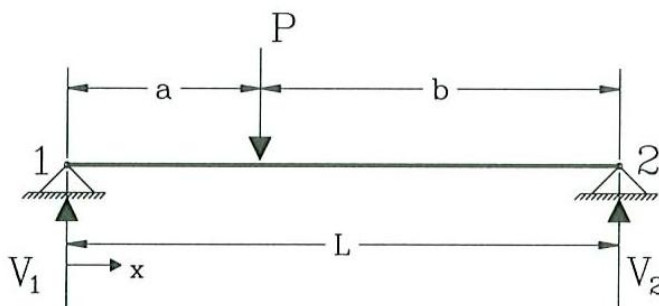
- a) 5mm en ambas direcciones para:
  - 1) Las guías de la unidad de transporte de carga;
  - 2) Las guías de contrapeso o masas de equilibrio en las que actúe el paracaídas;”

Para el guiado se van a utilizar rodaderas [20, Anejo Nº2], y como guía el Perfil Simple T de acero con alas iguales y aristas redondas laminados en caliente [21, Anejo Nº2].

Se posicionarán las guías sobre los pilares de los cerramientos del montacargas, aledaños a la pared del edificio. Las rodaderas se colocarán sobre la parte superior de la viga marco trasera de la plataforma respetando la distancia de taladrado  $p$  del perfil estipulada en el prontuario, por el fabricante. Un perno de la rodadera sobre el perfil viga marco, y el otro sobre una pletina en voladizo orientada hacia la pared del edificio. Para facilitar el montaje y desmontaje de las rodaderas, se soldarán las cabezas de los pernos al perfil y la pletina (según el caso), quedando la rosca hacia arriba; y se realizarán orificios sobre el cerramiento posterior del montacargas.

Para determinar la longitud  $L$  entre dos anclajes consecutivos de la guía se adopta el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga puntual” [11]:

#### A3.1.- Viga simplemente apoyada. Carga puntual.





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Flechas:

$$\left\{ \begin{array}{l} v|_0^a = -\frac{PLbx}{6EI} \left( 1 - \frac{b^2}{L^2} - \frac{x^2}{L^2} \right) \\ v|_a^L = -\frac{PLa(L-x)}{6EI} \left( 1 - \frac{a^2}{L^2} - \frac{(L-x)^2}{L^2} \right) \\ v_{\max} = -\frac{Pb}{9EIL\sqrt{3}} (L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}} \quad \text{en} \quad x = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}} \quad (a > b) \\ v|_{\frac{L}{2}} = -\frac{PL^2a}{12EI} \left( \frac{3}{4} - \frac{a^2}{L^2} \right) \quad \text{si} \quad a < \frac{L}{2} \end{array} \right.$$

La “Deflexión máxima se da en el punto donde la curva de deflexión tiene una tangente horizontal. Si la carga está a la derecha del punto medio –es decir, si  $a > b$ - el punto (de máxima deflexión) está en la parte de la viga a la izquierda de la carga. De esta ecuación vemos que conforme la carga  $P$  se mueve del centro de la viga ( $b = L/2$ ) hacia el extremo derecho ( $b = 0$ ), la distancia  $x$  varía de  $L/2$  a  $L/\sqrt{3} = 0,57L$ .

Así, la deflexión máxima se presenta en un punto muy cercano al punto medio de la viga y este punto está siempre entre el punto medio de la viga y la carga.

La deflexión máxima

$$\delta_{\max} = -(v)_{x=x_1} = \frac{Pb(L^2 - b^2)^{\frac{3}{2}}}{9\sqrt{3}EI} \quad (a \geq b)$$

El signo menos es necesario porque la deflexión máxima es hacia abajo, mientras que la deflexión  $v$  es positiva hacia arriba. [10]”. Por tanto, se puede aplicar la fórmula de la deflexión máxima a la mitad de longitud de la viga,  $L/2$ , pues  $a \geq b$  según lo expuesto.

Como la carga puntual se va desplazando por toda la guía, se calcula la deflexión para la mitad de la longitud  $L/2$ . Entonces, la anterior fórmula para el desplazamiento queda simplificada en

$$v_{\max} = \frac{PL^3}{48EI}$$

Esta fórmula no tiene en cuenta la geometría del perfil, excepto su momento de inercia que es inversamente proporcional a la flecha. Por ser el menor momento de inercia el referido al eje  $y$ , para una sección de geometría en T, es utilizado en los cálculos, pues ambos planos de la sección están sometidos a la misma fuerza  $P$ , determinada por la norma UNE-EN 81-31. Para fuerzas horizontales, se han utilizado la fuerza estática mínima 300N.

Como la norma UNE-EN 81-31 determina que las deformaciones máximas permitidas son 5 mm en ambas direcciones para las guías de la unidad de transporte de carga, realizando los cálculos en una hoja informática se determina que la longitud entre anclajes consecutivos es de  $L = 1,38$  m, luego, cada guía tiene tres apoyos (mínimo).

Guía

Viga simplemente apoyada. Carga puntual aplicada en el centro

$L$  (mm) 1380

$F_{\text{norma}}$  (N) 300

$E$  (MPa) 210000

Desplazamiento máximo

$I_y$  (cm<sup>4</sup>) 1,57

$v_{\max}$  (mm) 4,98193813 < 5 mm



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Además, se debe tener presente que la Norma UNE-EN 81/31, indica que si la unidad transportadora de carga no está provista de techo y está en la posición extrema superior que puede alcanzar, deben cumplirse la condición de que la longitud de las guías de la unidad transportadora de carga debe ser tal que permita un recorrido guiado adicional de, al menos 0,1 m.

Al ser un “perfil abierto de pared delgada” se tienen que prever los efectos producidos por la torsión que puede producir el cortante cuando actúa en un eje según un plano que no es de simetría, aunque el cortante pase por el *centroide* de la sección transversal. Para que esto no ocurra el cortante debe de aplicarse en el centro de cortantes S de la sección para que la guía se flexione sin torsión.

Por tanto, las fuerzas creadas por las rodaderas deben pasar por el centro de cortantes para que no haya *torsor*. Como no se cumple esto para las fuerzas ejercidas por las rodaderas laterales –sí ocurre con la rodadera posicionada de forma perpendicular-, hay que tener en cuenta el *torsor* producido:

$$T = F * h - B + \frac{t}{2}$$

donde:  $T$ , es el momento *torsor*;  $F$ , fuerza establecida en la norma UNE-EN 81-31, (de 300N);  $B$ , espesor de la rodadera;  $h$ , es la altura, y  $t$  espesor ambos parámetros del perfil comercial.

La tensión de torsión se calcula como

$$\tau_t = \frac{T * (h - \frac{t}{2})}{I_z}$$

donde, el momento de inercia polar,  $I_z$ , -el que se da en el eje perpendicular al plano- se calcula como recoge el siguiente formulario

$$I_z = I_x + I_y$$

	$ah + b(H-h)$ $a < H/15$ $(H-h) < 2H/15$	$y_1 = H/2$ $z_1 = b/2$	$I_y = a^3h/12 + b^3(H-h)/12$ $I_z = ah^3/12 + b(H^3-h^3)/12$ $I_x = (a^2 + h^2)ah/12 + b^3(H-h)/12 + b(H^3-h^3)/12$ $J = (1/3)[2b((H-h)/2)^3 + a^3h]$	$\Omega_{I_y} = ah$ $\Omega_{I_z} = b(H-h)$
	$(B-b)c + bh$ $c, b < H/15$	$y'_1 = \frac{1}{2}$ $\frac{(B-b)c^2 + bh^2}{(B-b)c + bh}$ $y_1 = h - y'_1$	$I_y = \frac{1}{12}[B^2c + b^2(h-c)]$ $I_z = \frac{1}{3}[(B-b)c^3 + bh^3] - y_1'^2 \Omega$ $I_x = I_y + I_z$ $J = (1/3)[cB^3 + (h-c)b^3]\delta$	$\Omega_{I_y} = bh - b\frac{c}{2}$

Nota: en este formulario el momento de inercia polar se designa con  $I_x$ , y para los momentos de inercia en los otros ejes se simbolizan con  $I_y$ ,  $I_z$ .



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

La fuerza anterior también produce un momento flector respecto al eje y del perfil en T. Como se ha adoptado el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga puntal” considerando la carga ejercida a la mitad de distancia entre los apoyos, queda el momento como

$$M_y = \frac{P L}{4}$$

siendo  $P$ , la fuerza de la rodadera sobre la guía determinada en la norma UNE- EN 81-31;  $L$ , es la longitud entre dos anclajes consecutivos de la guía.

Para el cálculo de las tensiones tangenciales en vigas con secciones transversales abiertas de pared delgada, se utiliza la fórmula,

$$\tau = \frac{V Q}{I b}$$

La tensión de flexión es

$$\sigma_y = \frac{M_y \frac{t}{2}}{I_y}$$


Nota. No se tiene en cuenta el sentido de la tensión de flexión, porque el sentido de la fuerza actuante sobre el eje  $x$  –causante del momento sobre el eje  $y$ - depende de la rodadera transversal que la ejerce. Entonces, se toma para que sume.

Respecto, a la rodadera longitudinal, a la guía, produce un esfuerzo axil:

$$\sigma_{axil} = \frac{F}{A}$$

donde:  $F$ , es la fuerza establecida por la norma UNE-ED 81-31 (de magnitud 300N); para el área  $A$ , solo se toma  $B$  - ancho de la rodadera-, por considerar que no se produce deformación entre las superficie en contacto rodadera-guía bajo la acción de la fuerza, es decir, la fuerza actúa sobre una línea debido a la geometría cilíndrica de la rueda.

Considerándose las fuerzas combinada de dos rodaderas sobre la guía -una de las transversales y la longitudinal- actuando siempre, a efectos de cálculo; y considerándose el espesor del perfil comercial  $T$  constante. Entonces, además de las anteriores fuerzas sobre la guía se darán según la sección estudiada momentos flectores y/o cortantes. Por tanto, se van a estudiar las secciones del perfil  $T$ , para: la sección a nivel de eje neutro; la parte superior del alma; y en la parte inferior del alma.

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén	Nº hoja	Nº hojas
	<b>Anejo Número 1: Cálculos Justificativos</b>	118	145

## Guía

Viga simplemente apoyada. Carga puntual aplicada en el centro

L (mm)	1380
Fnorma (N)	300
M= PL/4	
Mx (N mm)	103500
My (N mm)	103500

perfil T

Estudio a  
torsión

h (mm)	35
t (mm)	4,5
Ix (cm4)	3,1
Iz (cm4)	4,67
B (mm)	20

T (N mm)	3825
$\zeta_t$ (MPa)	2,68241435

Esfuerzo flector eje y

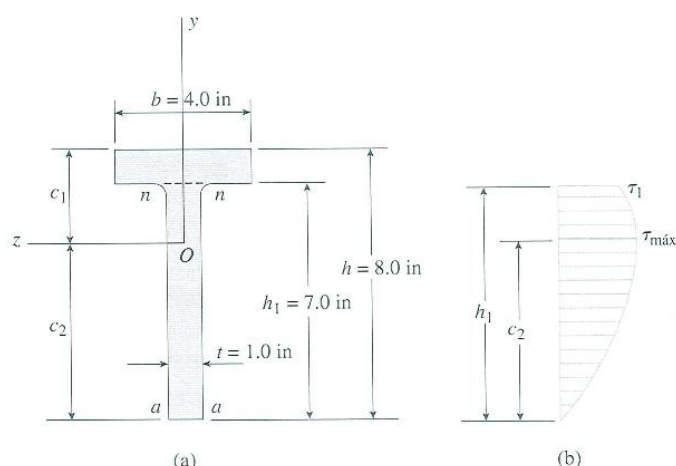
t (mm)	4,5
Iy (mm4)	1,57
Tensión y (MPa)	14,8328025

Esfuerzo normal

N (N)	300
B (mm)	20
$\sigma_{axial}$ (MPa)	15

La fuerza de la rodadera longitudinal anterior también crea un esfuerzo cortante. Se estudia el esfuerzo cortante para dos secciones del perfil comercial: a nivel del eje neutro, y en la parte superior del alma.

Para el estudio de la tensión se desarrolla la fórmula de la tensión tangencial. “En esta fórmula,  $V$  representa el esfuerzo cortante que actúa sobre la sección transversal,  $I$  es el momento de inercia del área de la sección transversal (con respecto al eje neutro),  $b$  es el ancho de la viga en la posición en que va a determinarse la tensión tangencial y  $Q$  es el momento estático del área de la sección transversal hacia afuera de la posición donde se busca la tensión.”



**FIGURA 5-40** Ejemplo 5-13. Tensiones tangenciales en el alma de una viga T.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para tensión en la sección a nivel del eje neutro, el prontuario “Tabla 3-24” no facilita los momentos estáticos  $Q$ . De la página 364 del mismo libro, la “*Tensión tangencial máxima*”. La tensión tangencial máxima ocurre en el alma al nivel neutro (eje x); por tanto, calculamos el momento estático  $Q_{máx}$  del área transversal debajo del eje neutro”:

$$Q_{máx} = t v_x \frac{v_x}{2}$$

$$\tau_{máx} = \frac{V Q_{máx}}{I_x t}$$

Si la “carga  $P$  actúa en forma paralela al eje, y a través del centro de cortantes  $S$ ”, esta carga  $P$  es la fuerza ejercida por la rodadera sobre su eje  $x$  (ejes según el catálogo comercial de perfiles en T) y viene establecida por la norma UNE- EN 81-31 como ya se ha dicho. Se sigue considerando el espesor constante del perfil  $t$ .

Sección eje neutro		
Cortante	V (N)	300
t (mm)	4,5	
Vx (mm)	25,203252	
Ix (cm4)	3,1	
Q <sub>máx</sub> (mm3)	1429,2088	
ζ <sub>máx</sub> (MPa)	30,7356732	
σ <sub>total</sub> (MPa)	29,8328025	
ζ <sub>total</sub> (MPa)	33,4180876	
Tensiones principales		
σ <sub>A</sub> (MPa)	51,5124066	
σ <sub>B</sub> (MPa)	13,9284677	
Von Mises		
σ <sub>e</sub> (MPa)	46,152371 (MPa)	114,6
Perfil Simple "T 35"		

La otra sección estudiada es en la parte superior del alma. Igualmente, de la página 364 del mismo libro: “*Tensión tangencial en la parte superior del alma*”. Para encontrar la tensión tangencial  $\tau_1$  en la parte superior del alma (a lo largo de la línea  $nn$ ) necesitamos calcular el momento estático  $Q_1$  del área arriba de  $nn$ ”, pues “obtenemos el mismo resultado si calculamos el momento estático del área por *debajo* del nivel  $n$ ”. Se sigue esta segunda forma:

$$Q_1 = t (h - t) v_x - \frac{h - t}{2}$$

$$\tau_1 = \frac{V Q_1}{I_x t}$$

Además, en la misma sección se da un esfuerzo de flexión. Si la “carga  $P$  actúa en forma paralela al eje, y a través del centro de cortantes  $S$ . En estas condiciones, podemos obtener la tensión normal en cualquier punto en la viga a partir de la fórmula de la flexión”:





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$\sigma_1 = \frac{M_x (d - t)}{I_x}$$

donde: d, es la distancia de la "posición del centro del gravedad" establecido en la "Tabla 3-24"

Parte superior del alma (1)

Esfuerzo flector eje x

s=t (mm)	4,5
I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	3,1
d (cm)	0,99
σ <sub>1x</sub> (MPa)	18,0290323

Cortante	V (N)	300
t (mm)	4,5	
V <sub>x</sub> (mm)	25,203252	
I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	3,1	
h (mm)	35	
Q <sub>máx</sub> (mm <sup>3</sup> )	1366,08384	
ζ <sub>1</sub> (MPa)	29,3781471	

σ <sub>ytotal</sub> (MPa)	29,8328025
ζ <sub>total</sub> (MPa)	32,0605615
Tensiones principales	
σ <sub>A</sub> (MPa)	56,5301789
σ <sub>B</sub> (MPa)	-8,6683441

Von Mises

σ <sub>e</sub> (MPa)	61,3255604	<σ <sub>adm.</sub> (MPa)	114,6
----------------------	------------	--------------------------	-------

La última sección estudiada es la parte inferior del alma, donde se da el máximo momento flector. La tensión de flexión máxima resultante es

$$\sigma_{x \text{ máx.}} = \frac{M_x v_x}{I_x}$$

Estando determinada la relación  $\frac{I_x}{v_x}$  parámetro del prontuario utilizado para el perfil en T.

Parte inferior del alma

Esfuerzo flector eje x

I <sub>x</sub> / V <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	1,23
--	------

σ <sub>x</sub> (MPa)	84,146341
σ <sub>ytotal</sub> (MPa)	29,832802
	5

Tensiones principales

σ <sub>A</sub> (MPa)	84,249995
σ <sub>B</sub> (MPa)	14,729149

Von Mises

σ <sub>e</sub> (MPa)	77,9363	<σ <sub>ad</sub> (MPa)	114,6
Perfil Simple "T 35"			



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Para las diferentes secciones estudiadas se obtienen las tensiones principales con la expresión habitual

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

y aplicando el criterio de fallo de la Energía de la Distorsión, para un estado de esfuerzo biaxial se da la tensión equivalente

$$\sigma_e = (\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B)^{1/2}$$

Tensión equivalente de Von Mises, que tiene que ser menor que la admisible determinada en la norma UNE-EN 81-31; que recoge dos procedimientos para determinar la “tensión máxima permisible” en las guías. La guía que se utilizará es, según el catálogo comercial, de acero “calidad: S275 JR”. El primer procedimiento se descarta porque no contempla la resistencia de 275 N/mm<sup>2</sup>.

En el segundo procedimiento dado, se determina el factor de seguridad en función de la “Elongación”. Para una calidad S275 JR el alargamiento mínimo (elongación) A, es mayor al 12%, según las “propiedades mecánicas” fijadas en EN 10027-1: EN 10025-2 2004, EN 10025-4:2004.

Para una elongación mayor o igual al 12%, de la “Tabla 5” se da un factor de seguridad de 1,8.

Tabla 5 – Factores de seguridad para guías

Casos de carga	Elongación (A <sub>5</sub> )	Factor de seguridad
Carga de uso normal	A <sub>5</sub> ≥ 12%	2,25
	8% ≤ A <sub>5</sub> ≤ 12%	3,75
Activación del paracaídas	A <sub>5</sub> ≥ 12%	1,8
	8% ≤ A <sub>5</sub> ≤ 12%	3,0

Entonces, la tensión permisible máxima es

$$\sigma_{perm} = \frac{R_m}{S_t} = \frac{0,75 * 275}{1,8} = 114,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{275 \text{ MPa}}{77,9 \text{ MPa}} = 3,53 > 2,5$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 11. Velocidad de la plataforma del montacargas

Es necesario conocer la velocidad con la que se desplazan las barras de sustentación del montacargas, para cumplir con la velocidad establecida en la norma UNE- EN 81-31 de 0,3 m/s en montacargas del tipo A, y así seleccionar el grupo hidráulico necesario para alimentar el pistón que permita elevar la carga. [22, Anejo Nº 2]

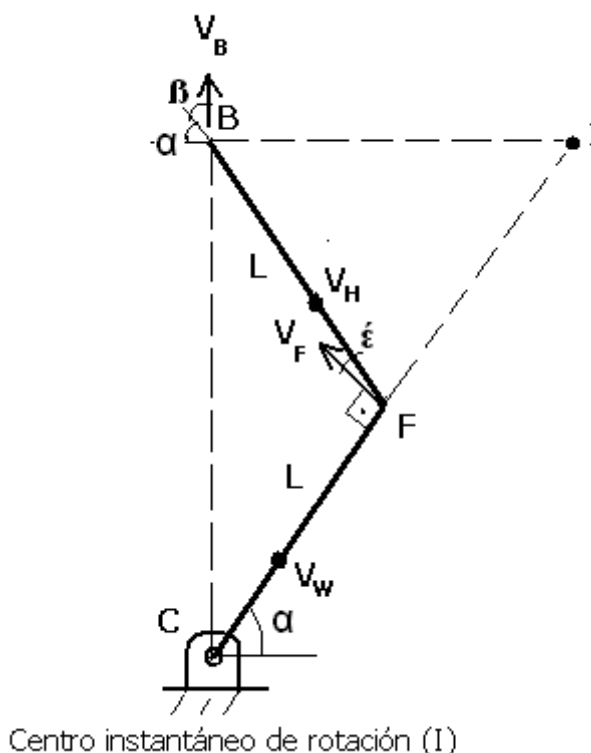
Como la barra de sustentación BEHF tiene movimiento plano, la velocidad del punto H, [23, Anejo Nº2] es

$$v_H = v_B + \omega \wedge BH$$

siendo  $v_B \leq 0,3 \text{ m/s}$  fijado por la norma UNE-EN-81-31.

El movimiento de la plataforma del montacargas es de translación, estando, por tanto, su centro instantáneo de rotación en el infinito. Para la barra de sustentación FGWC, al ser su extremo C fijo a la base del montacargas, hay estará su centro instantáneo de rotación.

Respecto a la barra de sustentación BEHF se conoce la velocidad en cada instante de su extremo B (pues, según la norma para montacargas de este tipo debe ser igual o menor a 0,3m/s en sentido horizontal), y para el punto F se puede determinar su sentido teniendo en cuenta el desplazamiento de las barras de sustentación; por tanto, es fácilmente determinable la posición del centro instantáneo de rotación en cada instante para la barra BEHF,



El punto B tiene en todo instante una dirección CB de su velocidad, por ser el desplazamiento de la plataforma una translación vertical. Para el punto F la velocidad tiene un módulo  $v_F = \omega_{FC} * L$ , y su dirección perpendicular a FGWC.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Haciendo uso del teorema de las velocidades proyectadas: “En un instante cualquiera, las proyecciones de las velocidades de dos puntos de un sólido rígido sobre la recta que une estos puntos son iguales” [15] se cumple la siguiente ecuación:

$$v_F * \cos \varepsilon = v_B \cos \beta$$

Los ángulos quedan como

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 2\alpha - 90^\circ \\ \cos \varepsilon &= \sin(2\alpha) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \beta &= 90^\circ - \alpha \\ \cos \beta &= \cos(90^\circ - \alpha) = \sin(\alpha) \end{aligned}$$

Sustituyendo en la ecuación anterior,

$$v_F * \sin(2\alpha) = v_B \sin(\alpha)$$

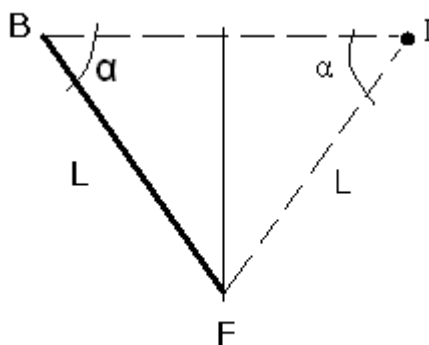
y despejando se obtiene la velocidad del punto F:

$$v_F \leq v_B \frac{\sin(\alpha)}{\sin(2\alpha)}$$

Luego,  $v_F \leq 0,28$  m/s. Ahora, para determinar las velocidades angulares de las barras de sustentación, se utilizada el “método de los centros instantáneos de rotación” [24, Anejo N°2]

$$\omega_{BF} = \frac{v_F}{IF} = \frac{v_B}{IB}$$

Las distancias al centro instantáneo de los puntos F y B se determinan por:



distancias al centro instantáneo de rotación (I)

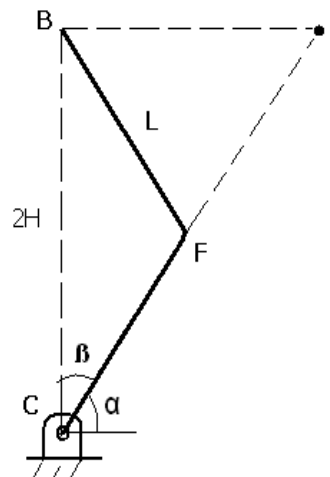
$$IF = L$$

$$IB = 2L \cos \alpha$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Otra forma de calcular la distancia  $IB$  es utilizando la altura  $2H$  del montacargas



distancias al centro instantáneo de rotación (I)

$$IB = 2H \tan \beta$$

Las distancias del centro instantáneo de rotación tienen los valores  $IF = 2,45$  m, y  $IB = 2,61$  m; sustituyendo cualquiera de estos valores en la fórmula de la velocidad angular de la barra de sustentación BEHF, anteriormente expuesta, e introduciendo la velocidad se tiene un valor menor o igual a 0,38 rad/s.

$$\omega_{BF} \leq \frac{0,28 \text{ m/s}}{2,45 \text{ m}} = \frac{0,3 \text{ m/s}}{2,61 \text{ m}} = 0,11 \text{ rad/s}$$

En la barra de sustentación del montacargas FGWC se halla su velocidad angular, y su velocidad lineal para el apoyo inferior del pistón hidráulico W.

$$\omega_{FC} = \frac{v_F}{CF} = \frac{v_F}{L}$$

Siendo la distancia  $CF$  la longitud entre los puntos extremos de la barra de sustentación. Por tanto, la velocidad angular coincide con el valor obtenido para la otra barra de sustentación, por ser de igual longitud.

Se determina la velocidad lineal en el punto H, de la barra de sustentación BEHF

$$v_H = v_B + \omega_{BF} \wedge BH$$

$$v_H = v_{BJ} + \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & -\omega \\ l_{BH} \cos \alpha & -l_{BH} \sin \alpha & 0 \end{matrix}$$

$$v_H = 0,3j + \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & -0,11 \\ 0,75 & -1,2 & 0 \end{matrix} = -0,13i + 0,22j$$

El módulo de la velocidad anterior, es:

$$v_H \leq \sqrt{0,13^2 + 0,22^2} = 0,25 \text{ m/s}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Pero este es el módulo en el nudo H, no en el pistón hidráulico. Para hallar la velocidad lineal en el pistón hidráulico, se necesita el ángulo  $\psi$  -que forma el módulo con el plano horizontal-

$$\tan \psi = \frac{v_{Hx}}{v_{Hy}} \Rightarrow \psi = 30,58^\circ$$

$$\sin(\psi + \alpha + \varphi) = \frac{v_{pH}}{v_H}$$

Despejando y sustituyendo se obtiene una velocidad en la dirección del pistón hidráulico  $v_{pH} \leq 0,17$  m/s.

$$v_{pH} = v_H \sin(\psi + \alpha + \varphi)$$

Como toda la barra de sustentación FGWC tiene velocidad angular constante, se puede obtener el módulo de la velocidad lineal en el punto W, por ejemplo

$$\frac{v_F}{CF} = \frac{v_W}{CW}$$

$$v_W = v_F \frac{CW}{CF}$$

para  $CW = 0,943$  m,  $CF = L = 2,448$  m y la velocidad lineal del punto F (antes hallada), resulta un módulo de velocidad en el punto W menor o igual a 0,11 m/s.

Si se quiere conocer su sentido, se aplica

$$v_W = v_C + \omega_{FC} \wedge CW$$

Como la velocidad lineal es  $v_H = 0$ ; descomponiendo la distancia, y siendo el sentido anti-horario de la velocidad angular en la barra FGWC (según el criterio adoptado, positivo), queda

$$v_W = \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \omega \\ l_{CW} \cos \alpha & l_{CW} \sin \alpha & 0 \end{matrix}$$

$$v_W \leq \begin{matrix} i & j & k \\ 0 & 0 & 0,11 \\ 0,53 & 0,8 & 0 \end{matrix} = -0,06i + 0,09j$$

Con módulo,

$$v_W \leq \sqrt{0,06^2 + 0,09^2} = 0,11 \text{ m/s}$$

Se tiene que determinar primeramente el ángulo  $\epsilon$ , que forma el pistón hidráulico con el plano horizontal, para determinar la velocidad

$$\tan \epsilon = \frac{v_{Wx}}{v_{Wy}}$$

$$\sin(\alpha + \theta - \epsilon) = \frac{v_{pW}}{v_W}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Despejando y sustituyendo se llega a una velocidad en la dirección del pistón hidráulico  $v_{pW} \leq 0,068$  m/s.

$$v_{pW} = v_W \sin(\alpha + \theta - \epsilon)$$

Por último, se considera una posición particular del montacargas. Cuando se encuentra la plataforma en su cota más baja, -suponiendo que el plegado de las barras de sustentación quedan superpuestas y completamente horizontales:  $\alpha = 0$ -, entonces las perpendiculares trazadas a  $v_B$  y  $v_{WF}$  se cortan en el punto B, que será en esta posición el centro instantáneo de rotación,  $v_B = 0$  (*punto muerto del mecanismo*). En este supuesto se sigue cumpliendo

$$\omega_{BF} = \frac{v_F}{BF} = \frac{L \cdot \omega_{FC}}{L} = \omega_{FC}$$

Al ser la longitud entre nodos extremos de las dos barras iguales, la velocidad angular de ambas -en esta posición- seguirá siendo igual ( $\omega_{BF} = \omega_{FC}$ )

### 11.1 Selección del grupo hidráulico

Determinada la velocidad en el punto W de  $v_{pW} \leq 0,068$  m/s y conocida la fuerza ejercida por el pistón hidráulico (según el catálogo) de 9 Tn, queda calcular la potencia para seleccionar el equipo hidráulico,

$$P = F \cdot v$$

$$P_{\text{bomba}} \leq 9 \cdot 9,81 \cdot 0,068 = 6 \text{ kW} \quad (P_{\text{nom.}} = 5,5 \text{ kW})$$

Tomando la menor velocidad resultante para el pistón hidráulico, se asegura no rebasar el valor impuesto por la Norma UNE-EN 81-31:2010.

Del catálogo comercial de la empresa [26] se seleccionan el equipo hidráulico para el montacargas industrial

CODIFICACION						
IDE	- 55	- 22	- 5,5	- R	- NG61	-10
Serie	Capacidad de depósito (lts)	Cilindrada de bomba (cc/rev)	Potencia Motor (kW)	Filtro retorno	Placa base (Ver Tabla)	Nº Serie
IDE	16: 16 lts.	1,2: 1,2 cc/rev 1,7: 1,7 cc/rev 2,5: 2,5 cc/rev	0,55: 0,55 kW 0,75: 0,75 kW 1,1: 1,1 kW	R: Con filtro	VS: Válvula seguridad N61: NG6 1 estación N62: NG6 2 estaciones N63: NG6 3 estaciones N64: NG6 4 estaciones N65: NG6 5 estaciones N66: NG6 6 estaciones	10
	30: 30 lts.	3,5: 3,5 cc/rev 4,3: 4,3 cc/rev 5,0: 5,0 cc/rev	1,5: 1,5 kW 2,2: 2,2 kW 3: 3 kW		N101: NG10 1 estación	
	55: 55 lts.	6,5: 6,5 cc/rev 8,5: 8,5 cc/rev 11: 11 cc/rev	4: 4 kW 5,5: 5,5 kW 7,5: 7,5 kW		N102: NG10 2 estaciones N103: NG10 3 estaciones	
	75: 75 lts.	15: 15 cc/rev 19: 19 cc/rev 22: 22 cc/rev	9: 9 kW 11: 11 kW 15: 15 kW	S: Sin filtro	N104: NG10 4 estaciones N105: NG10 5 estaciones N106: NG10 6 estaciones	
	100: 100 lts.	26: 26 cc/rev			BD25: Descenso 25 l/min BD70: Descenso 75 l/min	

El valor nominal de “potencia motor”, que cumple con la restricción, es el de 5,5 kW. Siempre van a existir pérdidas de origen mecánico entre motor y bomba, por tanto, la velocidad del pistón hidráulico será menor.



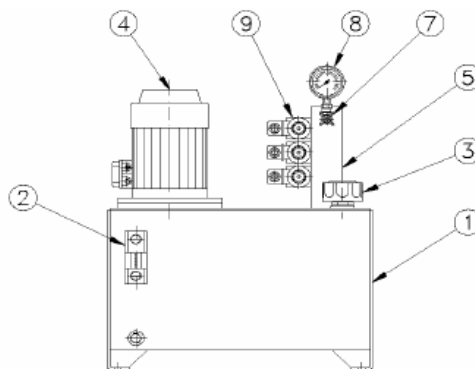
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

En las características generales del anterior equipo hidráulico se especifica “las centrales hidráulicas “IDE” están equipadas con bombas de engranajes de caudal constate, son de concepción compacta con moto bomba vertical y con todos los componentes colocados sobre el depósito. Al tener la posibilidad de incorporar diferentes bloques hidráulicos (modulares, elevación, bloques especiales...) la serie “IDE” se adapta a mayoría de aplicaciones.”

Cuenta con los siguientes componentes:

### COMPONENTES ESTANDAR

- 1.- Depósito de acero de 16 a 100 lts.
- 2.- Nivel Visual.
- 3.- Filtro de aire.
- 4.- Motor eléctrico trifásico de 0,55 a 15 kW.
- 5.- Placa base estándar o especial
- 6.- Válvula de seguridad.
- 7,8.- Manómetro de glicerina con protector.
- 9.- Electrovalvulas y modulares NG6 y 10 (opcional)
- Bomba de engranajes externo de 1,2 a 26 cc/rev.
- Filtro de aspiración sumergido.



Además la instalación hidráulica tendrá los siguientes componentes válvula limitadora de presión, toma rápida de manómetro, válvula de regulación de flujo y válvula de bloqueo de seguridad contra rotura de tuberías.

El fabricante del pistón hidráulico, en su catálogo [23], recomienda “proteger el circuito hidráulico con una válvula limitadora tarada a 180 bares” (que es la presión máxima de trabajo del pistón).



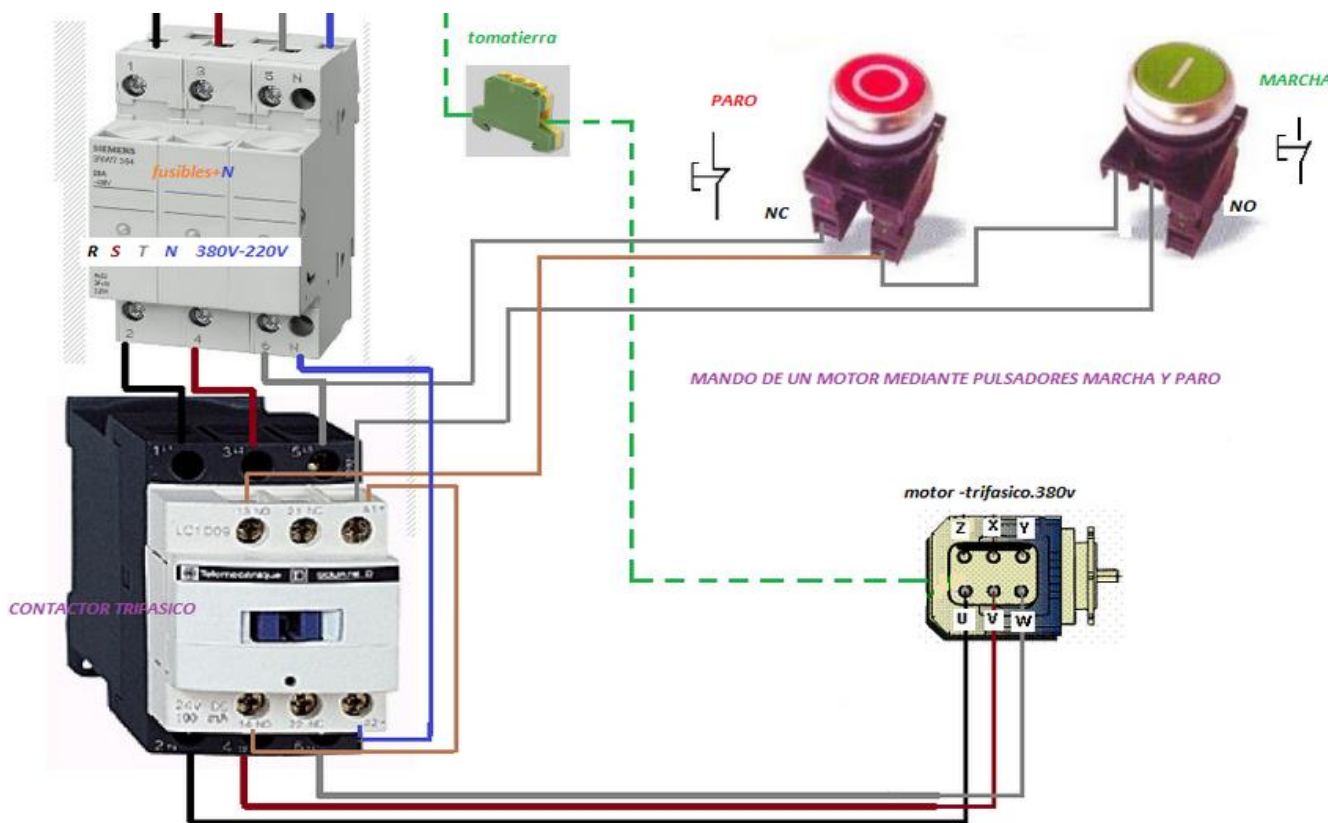
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 12. Componente eléctricos del montacargas industrial

- Cuadro de protección térmica y magnetotérmica para un motor eléctrico con pulsadores Marcha-Paro, a través de pulsadores en caja CP20 opaca. [36]



El cuadro eléctrico de protección anterior es un “Mando de un motor mediante pulsadores marcha y paro”, constituido de contactor trifásico 24V DC y 100mA, fusibles N para 380V y 25A, e interruptores de Paro y Marcha. [37]



- Además de un botón de parada de emergencia “Stop” referencia 800F-1YM1 [38]  
Cofre de plástico de 1 taladro con pulsador de parada de emergencia.







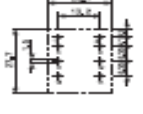
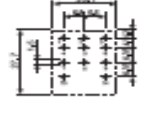
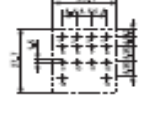



Tipo operador	Alimentación iluminación	Configuración de contactos	Referencia
Desbloqueo por rotación 40mm	Sin iluminación	1 N.C	800F - 1YM1
		1 N.O / 1 N.C	800F - 1YM2
		2 N.C	800F - 1YM3
		1 N.C	800F - 1YM4
		1 N.O / N.C	800F - 1YM5
		2 N.C	800F - 1YM6
Desbloqueo por llave 40mm			



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

- El relé de subida y el relé de bajada serán iguales. Cada relé tendrá dos contactos, por tanto, serán del tipo 55.12 [39]

flinder Serie 55 - Relé industrial 7 - 10 A			
<b>Características</b> Relé para aplicaciones generales con 2, 3 o 4 contactos Montaje en circuito impreso 55.12 - 2 contactos 10 A 55.13 - 3 contactos 10 A 55.14 - 4 contactos 7 A • Bobina AC o DC • Contactos sin Cadmio (ejecución preferente) • Materiales de contacto opcionales • Disponible en versión RT III (lavable)	<b>55.12</b>  • 2 contactos, 10 A • Montaje en circuito impreso	<b>55.13</b>  • 3 contactos, 10 A • Montaje en circuito impreso	<b>55.14</b>  • 4 contactos, 7 A • Montaje en circuito impreso
			
			
	Vista parte inferior	Vista parte inferior	Vista parte inferior
<b>Características de los contactos</b>			
Configuración de contactos	2 contactos conmutados	3 contactos conmutados	4 contactos conmutados
Corriente nominal/Máx. corriente instantánea A	10/20	10/20	7/15
Tensión nominal/Máx. tensión de conmutación V AC	250/400	250/400	250/250
Carga nominal en AC1 VA	2500	2500	1750
Carga nominal en AC15 (230 V AC) VA	500	500	350
Motor monofásico (230 V AC) kW	0.37	0.37	0.125
Capacidad de ruptura en DC1: 30/110/220 V A	10/0.25/0.12	10/0.25/0.12	7/0.25/0.12
Carga mínima conmutable mW [V/mA]	300 [5/5]	300 [5/5]	300 [5/5]
Material estándar de los contactos	AgNi	AgNi	AgNi
<b>Características de la bobina</b>			
Tensión nominal V AC (50/60 Hz)	6 - 12 - 24 - 48 - 60 - 110 - 120 - 230 - 240		
de alimentación [U <sub>N</sub> ] V DC	6 - 12 - 24 - 48 - 60 - 110 - 125 - 220		
Potencia nominal AC/DC VA (50 Hz)/W	1.5/1	1.5/1	1.5/1
Campo de funcionamiento	AC	[0.8...1.1]U <sub>N</sub>	[0.8...1.1]U <sub>N</sub>
	DC	[0.8...1.1]U <sub>N</sub>	[0.8...1.1]U <sub>N</sub>
Tensión de mantenimiento AC/DC	0.8 U <sub>N</sub> /0.5 U <sub>N</sub>	0.8 U <sub>N</sub> /0.5 U <sub>N</sub>	0.8 U <sub>N</sub> /0.5 U <sub>N</sub>
Tensión de desconexión AC/DC	0.2 U <sub>N</sub> /0.1 U <sub>N</sub>	0.2 U <sub>N</sub> /0.1 U <sub>N</sub>	0.2 U <sub>N</sub> /0.1 U <sub>N</sub>
<b>Características generales</b>			
Vida útil mecánica AC/DC ciclos	20 · 10 <sup>4</sup> /50 · 10 <sup>4</sup>	20 · 10 <sup>4</sup> /50 · 10 <sup>4</sup>	20 · 10 <sup>4</sup> /50 · 10 <sup>4</sup>
Vida útil eléctrica con carga nominal AC1 ciclos	200 · 10 <sup>3</sup>	200 · 10 <sup>3</sup>	150 · 10 <sup>3</sup>
Tiempo de respuesta: conexión/desconexión ms	10/5	10/5	11/3
Aislamiento entre bobina y contactos (1.2/50 pF) kV	4	4	4
Rigidez dieléctrica entre contactos abiertos V AC	1000	1000	1000
Temperatura ambiente °C	-40...+85	-40...+85	-40...+85
Categoría de protección	RT I	RT I	RT I
Homologaciones (según los tipos)			

- Los interruptores de enclavamiento de las puertas serán compactos por clavija, con referencia (M16) 440K-C21097. Se necesitarán dos, uno por puerta. [38]



### Cadet 3

Interruptor de enclavamiento compacto por clavija

Las versiones mostradas con contactos N.A. y N.C. tienen contactos con corte anterior al cierre (BBM).

Tipo	Contactos de seguridad	Contactos auxiliares	Tipo actuador	Referencia (M16)	Referencia (6 pin Micro M12)
Cadet 3	3 N.C.	--	Plano	440K-C21096	440K-C21090
Cadet 3	3 N.C.	--	90°	440K-C21097	440K-C21091
Cadet 3	3 N.C.	--	Guía/Semiflexible	--	440K-C21092
Cadet 3	2 N.C.	1 N.A.	Plano	440K-C21098	440K-C21054
Cadet 3	2 N.C.	1 N.A.	90°	440K-C21061	440K-C21067
Cadet 3	2 N.C.	1 N.A.	Guía/Semiflexible	--	440K-C21088

Cable de unión recomendado - 2 m - 6 pines Micro M12 889R-F6ECA-2



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 13. Cerramiento habitáculo del montacargas

Según la normativa, es obligatorio que el montacargas esté aislado durante su funcionamiento del local donde opera. Estos cerramientos actúan como medidas de protección, que salvaguardan al operario de sufrir lesiones. [26, Anejo Nº2]

#### 13.1 Estructura de cerramiento

Se diseña la estructura del cerramiento del montacargas para que resista el impacto que pudiera producir, en caso de fallo, el desprendimiento de la plataforma de sus apoyos, es decir, para que actúe como una jaula de contención de la plataforma y/o la carga. La fuerza de impacto establecida por la Norma UNE-EN 81-31, "Para fuerza horizontales, se han utilizado la siguiente fuerza resultante de un impacto: mínimo 1000 N; que representan las fuerzas que una persona puede ejercer."

Se toma como fuerza el peso de la plataforma cuando está cargada con la máxima mercancía; es un criterio más restrictivo que el fijado en la normativa. Considerando que la plataforma en caso de golpear el cerramiento dará como mínimo sobre dos de los perfiles estructurales del cerramiento, la fuerza tomada en el cálculo es igual a la mitad de los pesos. Realizando el sumatorio de las masas que conforma la plataforma cargada con la máxima mercancía:

mercancía	G1:	$m_{G1}$ (kg)	3500
viga marco posterior	G2:	$m_{G2}$ (kg)	72,574
viga marco anterior	G3:	$m_{G3}$ (kg)	72,574
viga parrilla 1	G4:	$m_{G4}$ (kg)	20,1885
viga parrilla 2	G5:	$m_{G5}$ (kg)	20,1885
viga parrilla 3	G6:	$m_{G6}$ (kg)	20,1885
viga parrilla 4	G7:	$m_{G7}$ (kg)	20,1885
viga parrilla 5	G8:	$m_{G8}$ (kg)	20,1885
viga parrilla 6	G9:	$m_{G9}$ (kg)	20,1885
viga transversal 1	G10:	$m_{G10}$ (kg)	6,3726
viga transversal 2	G11:	$m_{G11}$ (kg)	6,3726
viga transversal 3	G12:	$m_{G12}$ (kg)	6,3726
viga transversal 4	G13:	$m_{G13}$ (kg)	6,3726
viga transversal 5	G14:	$m_{G14}$ (kg)	6,3726
viga transversal 6	G15:	$m_{G15}$ (kg)	6,3726
viga transversal 7	G16:	$m_{G16}$ (kg)	6,3726
viga transversal 8	G17:	$m_{G17}$ (kg)	6,3726
viga transversal 9	G18:	$m_{G18}$ (kg)	6,3726
viga transversal 10	G19:	$m_{G19}$ (kg)	6,3726

$$\Sigma M_p \text{ (kg)} \quad 3830,005$$

$$\Sigma M_p \text{ (kN)} \quad 37,5723491$$

$$\Sigma M_p/2 \text{ (kN)} \quad 18,786174$$

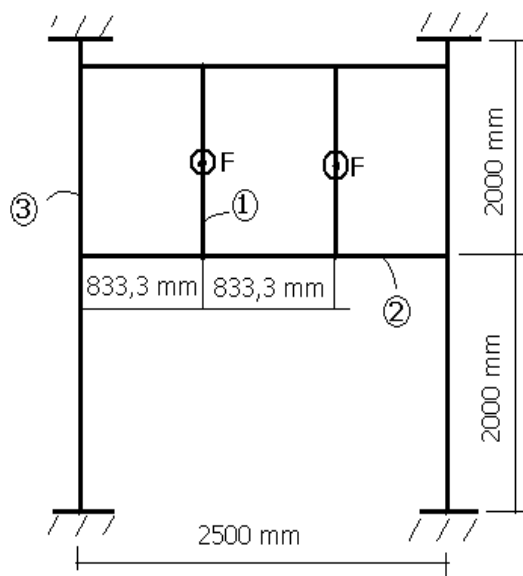


## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

La mitad del valor resultante del sumatorio de las masas es aproximadamente de 19 kN.

La sección más solicitada se da sobre el pilar de la esquina, cuando actúa la fuerza horizontalmente sobre la viga vertical 1. Es la sección frontal la más solicitada, para fuerzas de igual magnitud, porque es donde se dan mayores longitudes.

El pórtico frontal del cerramiento del montacargas queda como muestra el croquis siguiente.



Pórtico frontal cerramiento montacargas

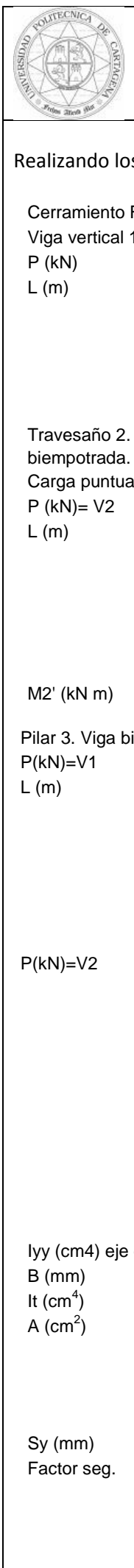
Al aplicar las fuerzas  $F$  sobre las vigas 1, como muestra el dibujo, produce un momento flector y un esfuerzo cortante sobre los extremos de esta viga, pues el modelo es de "Viga biempotrada". Estos esfuerzos se traducen en el travesaño 2 como un momento de torsión y una fuerza; al ser dos las vigas 1 que actúan sobre la viga 2 se utiliza el Método de Superposición.

Sobre el pilar 3 se dan por influencia de los anteriores esfuerzos, un momento sobre el eje y producido por el momento de torsión de la viga 2 (creado por 1); un momento de torsión producido por los momentos flectores de los extremos de la viga 2; y un esfuerzo cortante y un momento flector, también, sobre el eje y en el apoyo de su extremo. Como son dos las vigas transversales 2 que actúan sobre el pilar 3 se vuelve a utilizar el Método de Superposición, para hallar los esfuerzos en sus extremos. Dada la proximidad del apoyo del extremo superior de la viga 3, y de la viga 2 superior se considera todos los esfuerzos aplicados en la misma sección.

$$M_{y_{total}} = M_{3(1)} + M_1$$

$$T_3 = M_2$$

Con el subíndice se designa la viga o pilar; mientras que con el subíndice ( ), entre paréntesis se hace mención del extremo de dicha viga.

	<p>Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén</p> <h2>Anejo Número 1: Cálculos Justificativos</h2> <p>Realizando los cálculos con una hoja informática, se selecciona el siguiente perfil del prontuario</p> <p>Cerramiento Frontal</p> <p>Viga vertical 1. Viga biempotrada. Carga puntual</p> <p>P (kN) 19</p> <p>L (m) 2</p> <p>a (m) 1</p> <p>b (m) 1</p> <p>V1 (kN) 9,5</p> <p>V2 (kN)= V1 9,5</p> <p>M1(kN m) 4,75</p> <p>Travesaño 2. Viga biempotrada.</p> <p>Carga puntual.</p> <p>M2(kNm)=M1 -4,75</p> <p>P (kN)= V2 9,5</p> <p>L (m) 2,5</p> <p>a' (m)= b" (m) 0,833</p> <p>b' (m)=a"(m) 1,667</p> <p>V1' (kN) 7,038725757 V1(kN) 9,5</p> <p>V2' (kN) 2,461274243 V2 (kN) 9,5</p> <p>M1' (kN m) 3,518518096 M1 (kN m) 5,27672</p> <p>M2' (kN m) -1,758203 M2 (kN m) -5,27672</p> <p>Pilar 3. Viga biempotrada. Carga puntual</p> <p>P(kN)=V1 9,5</p> <p>L (m) 4</p> <p>a' (m) 2</p> <p>b' (m) 2</p> <p>V1' (kN) 4,75</p> <p>V2' (kN)= V1' 4,75</p> <p>M1' (kN m) 4,75</p> <p>M2' (kN m) -4,75</p> <p>P(kN)=V2 9,5</p> <p>a" (m) 0,1</p> <p>b" (m) 3,9</p> <p>V1(kN)=</p> <p>V1" (kN) 9,482484375 V1'+V1" 14,2324844</p> <p>V2(kN)=</p> <p>V2" (kN) 0,015289063 V2'+V2" 4,76528906</p> <p>M1(kN m)=</p> <p>M1" (kN m) 0,90309375 M1'+M1" 5,65309375</p> <p>M2(kN m)=</p> <p>M2" (kN m) -0,02315625 M2'+M2" -4,77315625</p> <p>Iyy (cm4) eje débil 665</p> <p>B (mm) 100 x150</p> <p>It (cm<sup>4</sup>) 1432</p> <p>A (cm<sup>2</sup>) 44,9</p> <p>My (kN m) 10,40309375</p> <p>σ<sub>total</sub> (MPa) 78,21875</p> <p>ζ<sub>t</sub> (MPa) 18,42430796</p> <p>ζ<sub>máx</sub> (MPa) 4,754727519</p> <p>Sy (mm) 275</p> <p>Factor seg. 2,5</p> <p>σ<sub>adm.</sub> (MPa) 110</p> <p>Tensiones Principales</p> <p>σ<sub>A</sub> (MPa) 97,4063865</p> <p>σ<sub>B</sub> (MPa) -19,1876365</p> <p>Criterio de Von Misses</p> <p>σ<sub>e</sub> (MPa) 108,2828</p>	<p>Nº hoja</p> <p>132</p>	<p>Nº hojas</p> <p>145</p>
---	---	---------------------------	----------------------------

$$\eta_s = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{275 \text{ MPa}}{108,28 \text{ MPa}} = 2,54 > 2,5$$



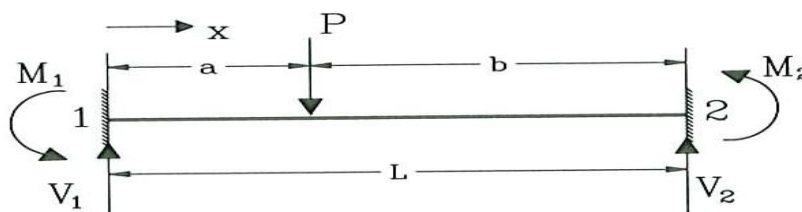
## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

La tensión por cortante máxima es pequeña comparada con la tensión de flexión, y además actúan en zonas distintas de la sección rectangular: la tensión cortante se da sobre el eje del centro de gravedad, mientras que la tensión de flexión es nula en ese punto. Por tanto, no se toma en cuenta en el cálculo de las tensiones principales anteriormente realizado para el estudio del pilar 3.

En base a los cálculos, el perfil tubular seleccionado es el 150x 100x 10 mm de acero S275J0R.

Falta comprobar que cumple el perfil seleccionado con la otra condición impuesta por la Norma UNE-EN 81-31 "resistir sin deformación elástica superior a 15 mm". Utilizando [11]

### A3.5.- Viga biempotrada. Carga puntual.



$$\text{Flechas: } \left\{ \begin{array}{l} v|_0^a = -\frac{Pb^2}{6EI} \left[ 3a - x - \frac{2ax}{L} \right] \frac{x^2}{L^2} \\ v|_a^L = -\frac{Pa^2}{6EI} \left[ 3b - (L-x) - 2b \frac{L-x}{L} \right] \left( \frac{L-x}{L} \right)^2 \\ v_{x=a} = -\frac{Pa^3b^3}{3EIL^3} \\ v_{\max} = -\frac{2Pb^2a^3}{3EI(L+2a)^2} \quad \text{en } x = \frac{2aL}{L+2a} \quad \text{con } a < b \end{array} \right.$$

Al actuar dos fuerzas sobre el pilar, para hallar la deformación máxima se recurre al Método de Superposición.

Comprobación a deformación

Método de superposición

$I_{yy}$ (cm <sup>4</sup> )	665	E (MPa)	210000
P (kN)	9,5	L (mm)	4000

$$V_{1\max} \text{ (mm)} = 2,2675737$$

$$a \text{ (mm)} = 0,1$$

$$b \text{ (mm)} = 3,9$$

$$V_{2\max} \text{ (mm)} = 4,31079E-18$$

$$V_{\text{total}} \text{ (mm)} = 2,2675737 < 15 \text{ mm}$$

Considerando la longitud total del pilar se realizan los cálculos con el momento de inercia débil -que es el que corresponde al plano estudiado- se da por válido el perfil anterior. Comentar que el desplazamiento designado con  $V_{2\max}$  es muy pequeño, porque se encuentra muy cerca del apoyo.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 13.2 Placa de anclaje del pilar

De [5] se extrae la información necesaria para el diseño de la placa de unión del pilar con el piso. La placa de unión se encuentra flexionada y sometida a cortante.

$V1(kN)$  14,2324844

$My (kN m)$  10,40309375

#### "2.3.3 Coeficientes parciales de seguridad para determinar la resistencia

1 Para los coeficientes parciales para la resistencia se adoptarán, normalmente, los siguientes valores:

a)  $\gamma M0 = 1,0$  5 coeficiente parcial de seguridad relativo a la plastificación del material

b)  $\gamma M1 = 1,05$  coeficiente parcial de seguridad relativo a los fenómenos de inestabilidad

c)  $\gamma M2 = 1,25$  coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección, y a la resistencia de los medios de unión

d)  $\gamma M3 = 1,1$  coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Servicio.

$\gamma M3 = 1,25$  coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Último.

$\gamma M3 = 1,4$  coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados y agujeros rasgados o con sobremedida."

Del apartado "8.5.1. Disposiciones constructivas 2. Los límites máximos y mínimos para las distancias entre ejes de agujeros o de éstos a los bordes de las piezas son (figura 8.2):

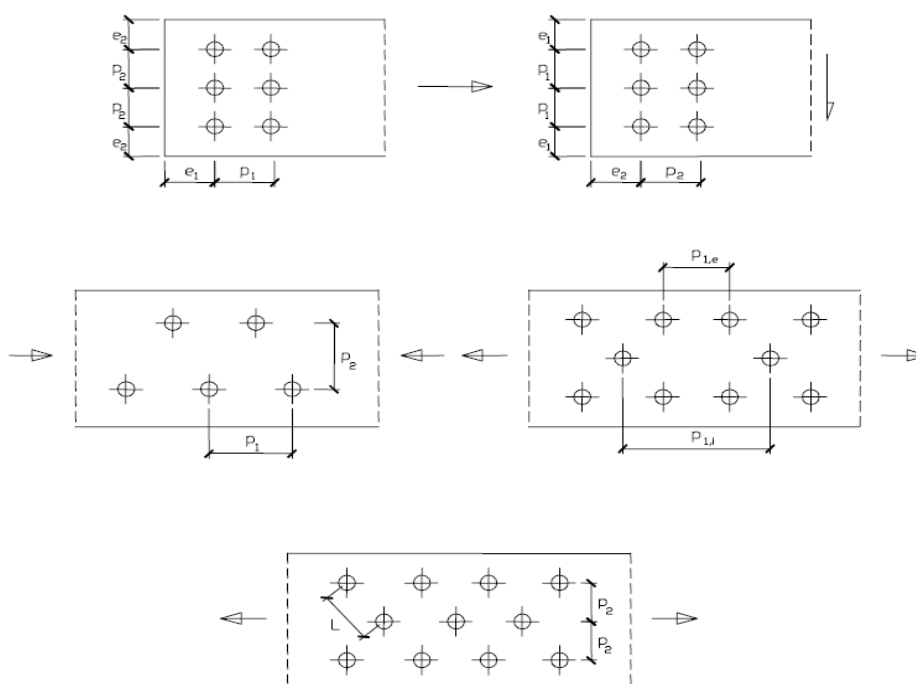


Figura 8.2 Disposiciones constructivas

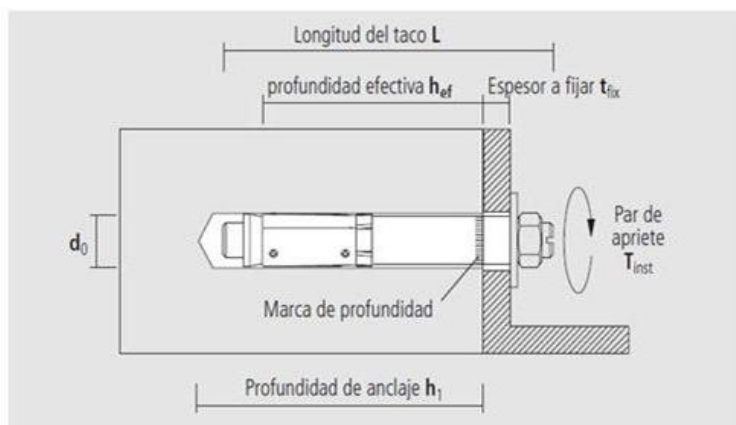
La norma fija la distancia entre la pared del cerramiento y el extremo del montacargas, cuando no existe cerramiento de la plataforma en "la distancia entre el borde exterior de la unidad de transporte de carga y la superficie de la pared no exceda de 35 mm". Esta obligación impuesta por la norma hacen inviables las recomendaciones de distancias de los tornillos proporcionadas por el fabricante, por tanto, se hace necesario un estudio detallado de la placa de unión. Como se ha dejado una holgura entre los laterales del foso y los extremos de la plataforma del montacargas de 30 mm, el diámetro de los orificios de la placa de unión para los tornillo queda en:





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

$$d_o < 35 - \frac{30}{2} = 20\text{mm}$$



Denominación	$d_o$ [mm]	$h_1 \geq$ [mm]	$h_{ef} \geq$ [mm]	L [mm]	max. $t_{fix}$ [mm]	Rosca
12-85/10	12	70	55	85	12	M 8
12-100/25	12	70	55	100	25	M 8
12-125/50	12	70	55	125	50	M 8
15-100/10	15	85	65	100	10	M 10
15-115/25	15	85	65	115	25	M 10
15-140/50	15	85	65	140	50	M 10
20-118/10	20	100	80	118	10	M 12
20-133/25	20	100	80	133	25	M 12
20-158/50	20	100	80	158	50	M 12
25-150/10	25	125	100	150	10	M 16
25-165/25	25	125	100	165	25	M 16
25-190/50	25	125	100	190	50	M 16

Seleccionando un tornillo de  $d_o = 12$  mm con una rosca de M8, realizando los cálculos en base al CTE las dimensiones de la placa de unión tienen que cumplir:

- a) distancias mínimas:
- en la dirección de la fuerza que se transmite:  
 $e_1 = 15 \text{ mm} \geq 1,2 d_o = 1,2 \cdot 12 = 14,4 \text{ mm}$   
 $p_1 = 50 \text{ mm} \geq 3,0 d_o = 3,0 \cdot 12 = 36 \text{ mm}$
  - en dirección perpendicular a la fuerza que se transmite:  
 $e_2 = 18 \text{ mm} \geq 1,5 d_o = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm}$   
 $p_2 = 117 \text{ mm} \geq 3,0 d_o = 3,0 \cdot 12 = 36 \text{ mm}$
- b) distancias máximas:
- al borde de la pieza:  
-Para  $e_1 = 15 \text{ mm} \leq 40\text{mm} + 4t$   
 $e_2 = 18 \text{ mm} \leq 12 t = 12 \cdot 6,5 = 78 \text{ mm} \text{ ó } 150 \text{ mm}$

Para el espesor de  $t = 6,5$  mm de la placa de anclaje se cumplen las condiciones del “documento básico”; y el espesor está dentro del máximo recomendado por el fabricante  $t_{fix\text{máx}} = 12\text{mm}$ .

Del epígrafe “8.5.2. Resistencia de las uniones atornilladas sin pretensar” “La resistencia de cálculo a cortante por tornillo tendrá como valor el menor de la resistencia a cortante de las secciones del tornillo o a aplastamiento de la chapa de unión, sin que la resistencia total de la unión supere las resistencia a desgarro del alma:





## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

a) Resistencia a cortante en la sección transversal del tornillo”:

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = 9 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \text{ MPa} \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \text{ mm}^2}{1,25} = 144,72 \text{ kN} > V_{Ed} = 9,5 \text{ kN}$$

Siendo

n número de planos de corte; en este caso son nueve planos de corte, pues hay nueve tornillos por placa de unión.

$f_{ub}$  resistencia última del acero del tornillo; los tornillos utilizados son de “calidad 8.8” según el fabricante, utilizando la tabla siguiente se obtiene la resistencia del material:

Tabla 4.3 Características mecánicas de los aceros de los tornillos, tuercas y arandelas

Clase	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
Tensión de límite elástico $f_y$ (N/mm <sup>2</sup> )	240	300	480	640	900
Tensión de rotura $f_u$ (N/mm <sup>2</sup> )	400	500	600	800	1000

SE-A-12

Sujetadores y Tornillos de Potencia” la “Tabla 15.5 Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros” [14] que contiene un valor similar.

Tabla 15.5 Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros.

Grado métrico	Resistencia a la rotura por tensión, $S_t$ , MPa	Resistencia a la fluencia, $S_y$ , MPa	Resistencia de prueba, $S_p$ , Mpa
4.6	400	240	225
4.8	420	240	310
5.8	520	415	380
8.8	830	660	600
9.8	900	720	650
10.9	1 040	940	830
12.9	1 220	1 100	970

! \*Resistencias a la fluencia aproximada y no se incluyen en las resistencias estándar.

A área de la caña del tornillo  $A_d$  o el área resistente del tornillo  $A_s$ , según se encuentren los planos de cortadura en el vástago o la parte roscada del tornillo respectivamente.

b) Resistencia a aplastamiento de la chapa que se une:

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \alpha f_u d t}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 \cdot 0,56 \cdot 360 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 8 \text{ mm} \cdot 6,5 \text{ mm}}{1,25} = 20,97 \text{ kN} > V_{Ed} = 9,5 \text{ kN}$$

siendo

d diámetro del vástago del tornillo;

t menor espesor de las chapas que se unen;

$f_u$  resistencia última del acero de las chapas que se unen; Como se utiliza una chapa S235 JR, se extrae el valor de la tabla siguiente:



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Tabla 4.1 Características mecánicas mínimas de los aceros UNE EN 10025

DESIGNACIÓN	Espesor nominal t (mm)				Temperatura del ensayo Charpy °C
	Tensión de límite elástico f <sub>y</sub> (N/mm <sup>2</sup> )			Tensión de rotura f <sub>u</sub> (N/mm <sup>2</sup> )	
	t ≤ 16	16 < t ≤ 40	40 < t ≤ 63	3 ≤ t ≤ 100	
S235JR					20
S235J0	235	225	215	360	0
S235J2					-20
S275JR					20
S275J0	275	265	255	410	0
S275J2					-20
S355JR					20
S355J0	355	345	335	470	0
S355J2					-20
S355K2					-20 <sup>(1)</sup>
S450J0	450	430	410	550	0

(1) Solo se exige una energía mínima de 40 J.

<sup>(1)</sup> Se le exige una energía mínima de 40J.

$\alpha$  es el menor de:

$$\frac{e_1}{3d_o} = \frac{20 \text{ mm}}{3 * 12 \text{ mm}} = 0,56; \quad \frac{p_1}{3d_o} - \frac{1}{4} > \frac{26,4}{3 * 12} - \frac{1}{4} = 0,48;$$

$$\frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{800 \text{ N/mm}_2}{360 \text{ N/mm}_2} = 2,22; \quad 1,0$$

- c) Resistencia al desgarro del alma: Corresponde a la menor resistencia a rotura del bloque material que remata cualquiera de las líneas entre agujeros extendida a los bordes más cercanos. Se contabilizarán las resistencias en tracción o cortadura de las áreas netas de chapa que correspondan a cada tipo de desgarro. En el caso de extremos de vigas con unión en cortante (figura 8.3) se adoptara para dicha resistencia el menor valor de:

$$F_{v.Rd} = \frac{f_y A}{3\gamma_{M0}} = \frac{235 * 3055}{3 * 1,05} = 404,5 \text{ kN} > V_{Ed} = 9,5 \text{ kN}$$

$$F_{v.Rd} = \frac{f_u A_{net}}{3\gamma_{M2}} = \frac{360 * 2353}{3 * 1,25} = 569,7 \text{ kN} > V_{Ed} = 9,5 \text{ kN}$$

$$F_{v.Rd} = \frac{f_y A_{ef}}{3\gamma_{M0}} = \frac{235 * 3064,4}{3 * 1,05} = 405,75 \text{ kN} > V_{Ed} = 9,5 \text{ kN}$$

Según las operaciones anteriores no se producirá desgarro por cortante en la placa diseñada del pilar de montacargas. Además, la fricción hormigón del piso con la paca atenuará el cortante.

siendo

$$A \text{ área bruta de la sección a cortante: } A = t(L_v + L_1 + L_3) = 6,5 (430 + 20 + 20) = 3055 \text{ mm}^2$$

$$A_{net} \text{ área neta de la sección: } A = t(L_v + L_1 + L_3 - n d_{o,1}) = 6,5 (430 + 20 + 20 - 9 * 12) = 2353 \text{ mm}^2$$

$$A_{ef} \text{ área eficaz de la sección: } A_{ef} = t(L_v + L_1 + L_2) = 6,5 (430 + 20 + 21,45) = 3064,4 \text{ mm}^2$$

$$L_2 = (a_2 - k d_{o,2}) f_u / f_y = (20 - 0,5 * 12) * 360 / 235 = 21,45 \text{ mm}$$

donde

t espesor de la chapa



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

- $L_v$  distancia entre ejes de agujeros extremos en la dirección del esfuerzo;  
 $L_1$  distancia del último agujero, en el sentido del esfuerzo, al borde de la chapa.  $L_1 \leq 5d$ , siendo  $d$  el diámetro nominal de los tornillos de la unión;  
 $L_3$  distancia del eje del primer agujero, en el sentido del esfuerzo, al borde de la chapa;  
 $n$  número de agujeros a lo largo de la línea sometida a cortadura;  
 $d_{0,2}$  dimensión de los agujeros en dirección perpendicular al esfuerzo cortante;  
 $d_{0,1}$  dimensión de los agujeros en la dirección paralela al esfuerzo cortante;  
 $a_2$  distancia del borde a la fila de agujeros más alejada;  
 $k$  coeficiente de valor:  
 $k = 0,5$  si hay una fila de agujeros;  
 $k = 2,5$  si hay dos filas de agujeros.

Documento Básico SE-A Acero

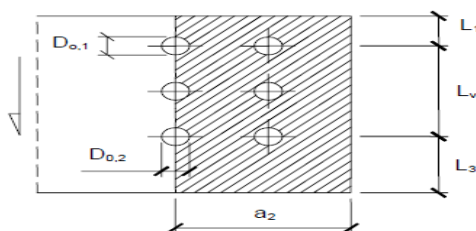


Figura 8.3 Desgarro del alma

En los tres subapartados anteriores correspondientes al epígrafe “Resistencia de las uniones atornilladas sin pretensar” hay que considerar el cortante producido sobre los tornillos por el momento de torsión existente en el pilar, (además, del cortante por cortadura). Como el momento de *torsión* es de magnitud  $T = 5,28 \text{ kNm}$ , el cortante tornillos-placa es de

$$V_t = \frac{T}{d * n_{\text{tornillos}}} = \frac{5280 \text{ kNmm}}{\frac{100}{2} + 11,5 \text{ mm} * 9} = 9,54 \text{ kN}$$

Valor de cortante de *torsión* que está dentro del permisible para los casos anteriores. Pero, como van a actuar ambos cortantes combinados sobre la placa de anclaje se suman

$$V = V_{Ed} + V_t = 9,5 \text{ kN} + 9,54 \text{ kN} = 19,04 \text{ kN}$$

dando un valor que también está dentro del permisible en los casos anteriores.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

Por último se realiza la comprobación de la capa a flexión. Del apartado “7 Resistencia de los elementos de contacto: d) La capacidad resistente a momento flector  $M_{p,Rd}$  por unidad de longitud en una línea de rotura de la base se determinará de acurdo a la expresión”

$$M_{p,Rd} = \frac{t^2 f_{yd}}{4}$$

$$M_{Ed} = T_{Ed} b \leq M_{p,Rd} = \frac{w t^2}{4} f_{yd}$$

$$b = e_1 + \phi/2 = 20 \text{ mm} + 8 \text{ mm}/2 = 24 \text{ mm}$$

$$w = d_o + 2b = 12 + 2 \cdot 24 = 60 \text{ mm}$$

$$M_{Ed} = F_{t,Ed} \cdot b = 5,78 \text{ kN} \cdot 24 \text{ mm} = 138,72 \text{ kN mm} < M_{p,Rd} = \frac{60 \text{ mm} \cdot 6,5^2}{4} \frac{235 \text{ N mm}^2}{1,05} = 141,84 \text{ kN mm}$$

“e) Para aproximar las posiciones de las resultantes de las fuerzas normales a la superficie de contacto pueden usarse los criterios de la figura 8.13

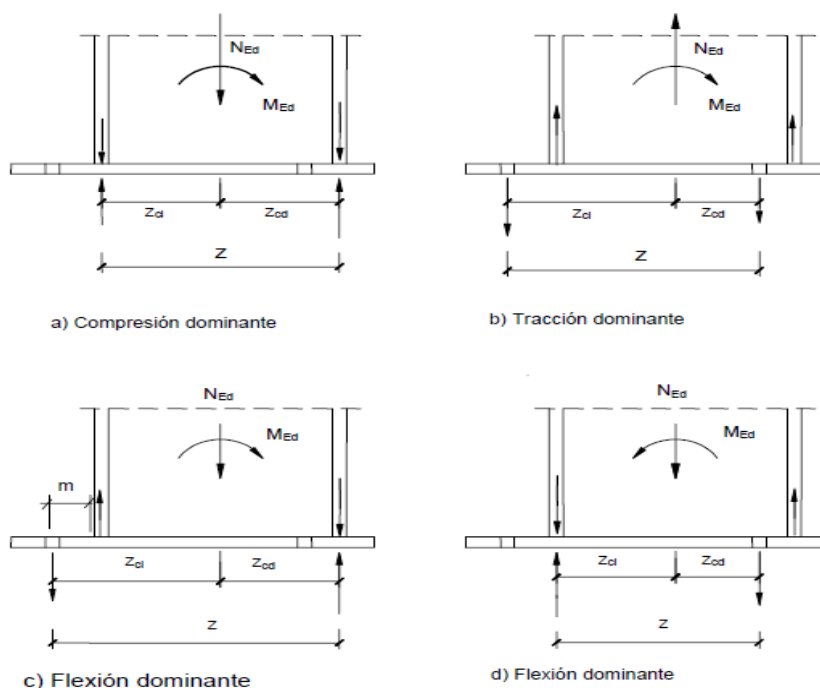


Figura 8.13 Resistencia a fuerzas axiales y momentos. Brazos de palanca

Utilizando el modelo de flexión dominante, y teniendo presente que no se da esfuerzo axial, las ecuaciones de equilibrio son:

$$0 = T - T;$$

$$M_{Ed} = T z_{ci} + T z_{cd}$$

Despejando queda que la fuerza sobre los tornillos es de:

$$T = \frac{M_{Ed}}{z_{ci} + z_{cd}} = \frac{M_{Ed}}{z} = \frac{10,4 \text{ kNm}}{0,3 \text{ m}} = 34,67 \text{ kN}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

La tracción en cada perno  $F_{t,Ed} = T/n^{\circ}_{\text{tornillos activos}} = 34,67 / 6 = 5,78 \text{ Kn}$

### Cargas Recomendadas, distancia entre anclajes y al borde

Tipo de Anclaje	Rosca	Hormigón fisurado		Hormigón no fisurado		Momento de flexión permitido	Distancia entre anclajes		Distancia al borde		Espesor mínimo	SW	T <sub>est</sub>
		C20/25	C30/37	C20/25	C30/37								
		Nper (kN)	Nper (kN)	Nper (kN)	Nper (kN)		Mper (kN)	Scr (mm)	Smin (mm)	Ccr (mm)			
SWA PLUS S-12	M8	3,6	4,4	4,8	5,8	17,1	165	80	83	100	110	13	20
SWA PLUS S-15	M10	7,6	9,3	9,5	11,6	34,3	195	130	98	130	130	17	50
SWA PLUS S-20	M12	12,3	15,0	17,2	20,9	60,0	240	200	120	200	160	19	75
SWA PLUS S-25	M16	17,1	20,9	24,0	29,3	152,0	300	300	150	300	200	24	170

Cargas recomendadas en hormigón (con factores de seguridad ETAG 001)

Por tanto, se utilizarán nueve tornillos del tipo de anclaje M8 con clase de calidad 8.8, que tienen un valor nominal de 5,8 kN a tracción bajo la condición de “hormigón no fisurado”.

El número de tornillos que trabajan bajo el esfuerzo -tornillos activos-, tienen que ser seis del tipo anterior, para que soporten la solicitación, en una distancia de placa de  $z = 300 \text{ mm}$ , la distancia entre tornillo es de

$$p_1 = 300/6 = 50 \text{ mm} \geq 3,0 d_o = 26,4 \text{ mm}$$

que cumple con la condición del apartado a) i) del epígrafe “ Disposiciones constructivas” antes expuesto.

Para que la distribución de los orificios de los tornillos sea equitativa en toda la placa de anclaje, -a fin de que no se produzcan confusiones durante el montaje-, los orificios para tornillos pasivos son

$$n^{\circ}_{\text{tornillos activos}} = 150/50 = 3$$

En total son nueve tornillos, del tipo M8 clase de calidad 8.8, consecutivos posicionados a una distancia de 50 mm uno del otro.

Es de fácil comprobación el diseño de la placa, conociendo la distancia entre orificios y la fuerza axial de los tornillos seleccionados, realizando un sumatorio de momentos:

$$M = n^{\circ} \text{ de hileras} * N_{\text{per}} * \text{distancias} =$$

$$2 (5,8 \text{ kN} * (25 + 75 + 125 + 175 + 225 + 275) \text{ mm}) = 10,4 \text{ kNm}$$

que es el momento de diseño, ejercido por la cargas, sobre la placa de anclaje.

### 13.5 Placa de anclaje vigas laterales

Las vigas que conforman la estructura lateral del cerramiento irán atornilladas a la pared del almacén, mediante placas de anclaje.

Utilizando el modelo de “Viga *biempotrada*. Carga puntual” aplicada a la mitad de distancia de la viga lateral se obtienen los siguientes esfuerzos cortantes y momentos de flexión en los extremos de la viga –es decir, sobre la placa de anclaje-



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### Cerramiento Lateral

Viga lateral. Viga biempotrada. Carga puntual

P (kN)	38		
L (m)	1,8	a (m)	0,9
		b (m)	0,9
		V <sub>1</sub> (kN)	19
		V <sub>2</sub> (kN)= V <sub>1</sub>	19
		M <sub>1</sub> (kN m)	8,55
		M <sub>2</sub> (kN m)=-M <sub>1</sub>	-8,55

Al mismo tiempo se comprueba la sección de la viga lateral bajo los efectos de la fuerzas. Para una “viga biempotrada” el momento flector máximo se da en sus extremos. El perfil utilizado, tubular rectangular 150x 100x 10 mm de acero S275 J0H, es igual que en el resto de la estructura de cerramiento.

I <sub>yy</sub> (cm <sup>4</sup> )					
eje débil	665				
B (mm)	100	x150			
I <sub>t</sub> (cm <sup>4</sup> )	1432	My (kN m)	8,55		
A (cm <sup>2</sup> )	44,9	σ <sub>y total</sub> (MPa)	64,2857143	<σ <sub>adm.</sub> (MPa)	110
Sy (mm)	275	ζ <sub>máx</sub> (MPa)	6,34743875		
Factor seg.	2,5	σ <sub>adm.</sub> (MPa)	110		

Es válido el perfil utilizado, con un factor de seguridad de 2,5.

Ahora se comprueba que la placa de anclaje a “tensión de aplastamiento entre los pernos de anclaje y la placa de base” y la “Tensión tangencial en los pernos de anclaje” [10].

### Tornillo de anclaje

espesor placa (mm)	6,5	d <sub>tornillos</sub> (mm)	25	nº tornillos	4
Tensión de aplastamiento entre los pernos de anclaje y la placa de base (MPa)	29,23				
	07692	<	σ <sub>adm.</sub> (MPa)	94	
Tensión tangencial en los pernos de anclaje (MPa)	9,676				
	62054	<	σ <sub>adm.</sub> (MPa)	264	

Para una placa de anclaje de espesor 6,5 mm y de material acero estructural S235JR no se producirá “tensión de aplastamiento entre los pernos de anclaje y la placa de base”. Igualmente, los tornillos M8 de “calidad 8.8” soportarán la “tensión tangencial en los pernos de anclaje”. En ambos casos con un factor de seguridad de 2,5. La distancia de los orificios sobre la placa de anclaje será [5]:

#### c) distancias mínimas:

##### iii) en la dirección de la fuerza que se transmite:

$$e_1 = 30 \text{ mm} \geq 1,2 d_o = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ mm}$$

$$p_1 = 140 \text{ mm} \geq 3,0 d_o = 2,2 \cdot 25 = 55 \text{ mm}$$

##### iv) en dirección perpendicular a la fuerza que se transmite:

$$e_2 = 40 \text{ mm} \geq 1,5 d_o = 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ mm}$$

$$p_2 = 190 \text{ mm} \geq 3,0 d_o = 3,0 \cdot 25 = 75 \text{ mm}$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

d) distancias máximas:

ii) al borde de la pieza:

-Para  $e_1 = 30 \text{ mm} \leq 40 \text{ mm} + 4t = 40 \text{ mm} + 4 \cdot 6,5 \text{ mm} = 66 \text{ mm}$

$e_2 = 40 \text{ mm} \leq 12t = 12 \cdot 6,5 = 78 \text{ mm}$  ó  $150 \text{ mm}$

para una placa de espesor 6,5 mm, y utilizando cuatro tornillos de anclaje (por placa).

### 13.4 Paredes del cerramiento

Queda por determinar los planos anchos de los cerramientos. Se construirán con una lámina de acero que irá atornillada sobre la estructura metálica del cerramiento, de forma que permita desmontarla desde fuera para realizar tareas de mantenimiento e inspección. Enrasando el plano ancho (del cerramiento) con las caras de la estructura de cerramiento que dan al habitáculo del montacargas, para que no se produzcan el enganche de las mercancías transportadas durante los desplazamientos.

Para el cálculo de los tornillos se utiliza el modelo descrito anteriormente [10]. “*Tensión de aplastamiento entre los pernos de anclaje (tornillos de sujeción de las paredes del cerramiento) y la placa de base (pared de cerramiento)*” La componente horizontal se transmite por medio de los tornillos de sujeción. La tensión de aplastamiento promedia entre la placa de base y los pernos de anclaje es igual a la componente horizontal de la fuerza  $F$  (fuerza aplicada sobre la pared; en este caso la producida —en caso de darse— por la carga al colisionar contra el cerramiento) dividida entre el área de apoyo de los pernos

$$\sigma_{b_3} = \frac{F}{n_{\text{tornillos}} t_B d_{\text{tornillo}}}$$

“*Tensión de aplastamiento en los pernos de anclaje*”. La tensión tangencial promedia en los pernos de anclaje (tornillos de sujeción) es igual a la componente horizontal de la fuerza  $F$  dividida entre el área transversal total de los pernos (note que cada perno trabaja en cortante simple); por tanto,

$$\tau_{\text{tornillo}} = \frac{F}{n_{\text{tornillos}} \pi d_{\text{tornillo}}^2 / 4}$$

Cualquier fricción entre la placa de base y la plataforma reduciría la carga sobre los pernos de anclaje.

Tomando el modelo de “Viga simplemente apoyada. Carga Puntual” en su centro; y conocida la fórmula de inercia para un rectángulo.

Al considerar el modelo de “Viga simplemente apoyada” en su apoyos (extremos) el momento flector es nulo. Por tanto, los tornillos de sujeción no van a experimentar, teóricamente, momento flector. Dada la geometría del plano ancho del cerramiento conseguida tras su plegado, quedando los tornillos paralelos al plano ancho estos trabajarán a cortante, se comprueban a “Tensión de aplastamiento entre los pernos (de sujeción) y el plano de cerramiento”, y “Tensión tangencial en los pernos de anclaje”.



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### Plancha cerramiento Lateral inferior

espes. (mm)	2	longitud (mm)	1753	altura (mm)	700
F (N)	1862	d <sub>tornillo</sub> (mm)	5,5	nº tornillos	4
σ <sub>b</sub> (MPa)	42,318181	< σ <sub>adm.</sub> (MPa)	101	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	7850
ζ <sub>tornillo</sub> (MPa)	19,5931573	ζ <sub>adm.</sub> (MPa)	48	Peso (kg)	19,26547

Para seleccionar la lámina de acero (plano ancho) se considera la fuerza que puede producir el impacto de la *transpalette* cargada sobre la pared del cerramiento lateral inferior, pues la plataforma del montacargas no tiene cerramiento lateral. Los cálculos de la chapa se hacen considerando que cada tornillo de sujeción se comporta como un apoyo de la "Viga simplemente apoyada". Por tanto, se modela la chapa del cerramiento como vigas. El momento es

$$M = PL/4 = F \cdot \text{altura} / 4$$

La inercia de un rectángulo:

$$I = bh^3/12 = \text{anchura} \cdot \text{espesor}^3 / 12$$

Y el esfuerzo a flexión es

$$\sigma = \frac{M \text{ espesor} / 2}{I}$$

Realizando los cálculos se llega a

F (N)	1862	espes. (mm)	2		
espesor (mm)	2	longitud (mm)	1753	altura (mm)	233,333333
My (N mm)	108616,667				
Iy (mm <sup>4</sup> )	1168,66667				
σy (MPa)	92,9406731	< σ <sub>adm.</sub>	110		

Ahora para la otra dimensión de la chapa se comprueba, siendo el momento

$$M = F \cdot \text{Longitud} / 4$$


La inercia es

$$I = e \cdot \text{altura}^3 / 12$$

Y la tensión a flexión queda como

$$\sigma = \frac{M \text{ altura} / 2}{I}$$



	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén  <b>Anejo Número 1: Cálculos Justificativos</b>	Nº hoja 144	Nº hojas 145
--	---	-------------------	--------------------

en la otra dimensión los cálculos son

F (N)	1862				
espesor (mm)	2	longitud (mm)	1753	altura (mm)	233,333333
My (N mm)	816021,5				
Iy (mm <sup>4</sup> )	2117283,95				
σy (MPa)	44,96445	< σadm.	110		

Para conseguir estos valores son necesarios cuatro tornillos, colocados dos en cada lado del plano ancho del cerramiento, quedando la altura dividida en 3.

Se comprueba la chapa a esfuerzo axial, considerando una superficie de aplicación de 25 m<sup>2</sup>

Axial	
A (cm <sup>2</sup> )	5
σax. (MPa)	3,724 < σadm.

Se comprueba la deformación, utilizando el modelo de “Viga apoyada. Carga Puntual”

Comprobación a deformación			
Iy (mm <sup>4</sup> )	1168,66667	E (MPa)	210000
L (mm)	233,333333		
		2,00797750	
	vmáx (mm)	6	< 15

Por tanto, es suficiente con una chapa de espesor de 2 mm de acero S275JR, sujeta por cuatro tornillos de clase calidad comercial.

**Tabla 15.5** Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros.

Grado métrico	Resistencia a la rotura por tensión, $S_u$ , MPa	Resistencia a la fluencia, $S_y$ , MPa	Resistencia de prueba, $S_p$ , Mpa
4.6	400	240	225
4.8	420	240	310
5.8	520	345	380
8.8	830	660	600
9.8	900	720	650
10.9	1 040	940	830
12.9	1 220	1 100	970

Resistencias o la fluencia aproximada y no se incluyen en las resistencias estándar.

Otros factores importantes son el espacio que queda tras retirar las paredes del cerramiento para maniobra en operaciones de mantenimiento e inspección; y el peso de cada unidad de pared, de cerramiento.

La mayor fuerza sobre los laterales será, si se da, la debida al impacto de la *transpaleta*, por tanto, se ha dimensionado bajo este criterio. Llegando a una pared de cerramiento que se construirá de “chapa lisa” [22] de espesor 2,25 mm.

$$\eta S = \frac{\sigma_e}{\sigma_{adm.}} = \frac{275 \text{ MPa}}{92,94 \text{ MPa}} = 2,96 > 2,5$$



## Anejo Número 1: Cálculos Justificativos

### 14. Conclusiones:

Las ventajas de este mecanismo, para realizar la elevación de la mercancía, son:

- Un pistón hidráulico más corto, de longitud aproximada la mitad de la altura a salvar.
- Una gran estabilidad y seguridad, debido a sus tijeras –aunque sea más robusto-
- Mayores dimensiones de la plataforma, caben hasta 4 palés.
- Foso meno profundo.
- Aumentar la distancia vertical recorrida por la plataforma del montacargas, introduciendo de forma sencilla más módulos de tijeras. Las cuatro tijeras más el pistón hidráulico constituyen un módulo independiente, por ser sus reacciones horizontales nulas en los apoyos (de la tijera).
- Al ser un accionamiento hidráulico soporta elevadas fuerzas durante un periodo largo de tiempo sin dañarse.
- No necesita mantenimiento de cables de acero, poleas, etc.
- No emplea contrapesas.
- Las guías de las rodaderas son más cortas.




# Anejo Número 2: Información Complementaria

**DISEÑO DE UNA PLATAFORMA ARTICULADA  
DE TIJERA CON ACTIVACIÓN HIDRÁULICA  
PARA ELEVAR UNA CARGA NOMINAL DE  
3000Kg SALVANDO UNA ELEVACIÓN ENTRE  
COTAS DE 4m EN EL INTERIOR DE UN  
ALMACÉN**

**Titulación:** Ingeniería Técnica  
Industrial esp. Mecánica

**Alumno:** Juan Antonio Ruiz Mula  
**Director:** D. Miguel Lucas Rodríguez

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén <b>Anejo Número 2: Información Complementaria</b>	Nº hoja	Nº hojas
		1	16

## ANEJO NÚMERO 2: INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA

### [1] Tabla de especificaciones técnicas de *transpaletas* industriales

Referencia	Carga Kg.	Horquillas LxA mm.	Elevación total mm.	Motor tracción/hidráulico	Peso Kg.	€
<b>AA0148</b>	1800	1150x550	200	0,9/1,6	520	<b>5.640,00</b>
<b>AA0149</b>	2000			1,2/1,6		<b>5.580,00</b>
<b>AA0150</b>	2200			2/2,2	690	<b>7.420,00</b>

Tabla proporcionada por la empresa *aprius* ([info@blitz.es](mailto:info@blitz.es))

### [2] Continuación tabla de especificaciones técnicas de *transpaletas* industriales

Referencia	Capacidad de carga Kg.	Ancho mm.	Longitud mm.	Longitud de horquilla mm.	Ancho de horquilla mm.	Ø Ruedas directrices mm.	Tipo de ruedas	Peso sin batería Kg.	€
<b>AU0079</b>	5000	850	1930	1150	210	310	Vulkollan	800	<b>13.725,00</b>
<b>AU0080</b>			2365					840	<b>17.950,00</b>

Tabla proporcionada por la empresa *aprius* ([info@blitz.es](mailto:info@blitz.es))

### [3] Parámetros de un palé comercial

#### PALETS EUR EPAL Usados - 800mm x 1200mm



**Código:** 2-oscuro

**Medidas:** 800 x 1200 x 156 mm

**Peso:** Aproximadamente 27 Kg.

**Carga dinámica:** 1400 Kg.

**Carga estática:** 4000 Kg.

**Carga en estanterías:** 1300 kg

**Entradas transpaleta:** 4 entradas.

**Patines:** 3 patines de 1200mm

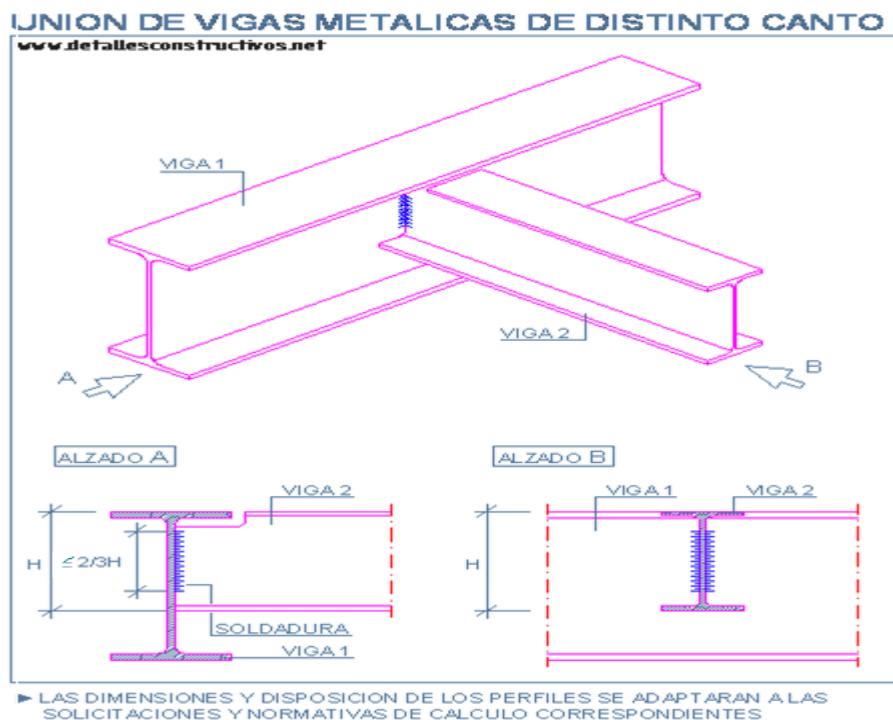
Extraídos de la página oficial de la empresa *ADM Reciclados* (<http://www.paletsmadrid.com/>)



## Anejo Número 2: Información Complementaria

[4] 5.2.8.1. “La distancia horizontal entre la pisadera de la unidad transportadora de carga y las puertas de piso no debe exceder de 35 mm (UNE 81-31: 2011)”

[5] Unión embrochalada (o abrochada) de perfiles estructurales IPE



[6] El Coeficiente de Seguridad se estima en base a:

- Factor de Seguridad Reducido. “Tabla Diseño de Máquinas”, Deutschman. 3) “ $\eta_s = 2-2,5$  para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse con fiabilidad”

### FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS

Estos factores están basados en la resistencia de fluencia.

- $\eta = 1.25 - 1.5$  - para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que puedan determinarse con exactitud. Una consideración importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
- $\eta = 1.5 - 2$  - para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse con exactitud.
- $\eta = 2 - 2.5$  - para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
- $\eta = 2.5 - 3$  - para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
- $\eta = 3 - 4$  - para materiales no experimentados en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo. Deberá usarse también con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.
- Cargas repetidas:** son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 5 pero debe aplicarse el límite de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material.
- Fuerza de impacto:** son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 5, pero deberá incluirse un factor por impacto.
- Materiales frágiles:** si se considera a la resistencia última como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 5 deberán multiplicarse por 2.



## Anejo Número 2: Información Complementaria

- Tabla 1-1 del Shigley (6ª ed) “Factores de seguridad y circunstancias en las cuales se usan”

**Tabla 1-1**

Factores de seguridad y circunstancias en las cuales se usan

Fuente: La base de esta tabla se del a J. P. Visodic, “Design Stress Factor Proc. ASME, vol. 55, mayo de 194

Conocimiento de las cargas	Conocimiento del esfuerzo	Conocimiento del entorno	Conocimiento del material	Factor de seguridad
1 Determinación precisa	Determinación precisa	Condiciones controlables	Muy conocido	1.25-1.5
2 Determinado fácilmente	Determinado fácilmente	Razonablemente constante	Muy conocido	1.5-2.0
3 Determinable	Determinable	Ordinario	Promedio	2.0-2.5
4 Promedio	Promedio	Promedio	Menos probado o frágil	2.5-3.0
5 Promedio	Promedio	Promedio	No probado	3.0-4.0
6 Incierto	Incierto	Incierto	Mejor conocido	3.0-4.0

Notas: Para cargas repetidas, el factor de seguridad se aplica a la resistencia a la fatiga. Para cargas de impacto, utilice los puntos del 3 al 6, pero incluya un factor de impacto. En materiales frágiles, cuando se emplee la resistencia última, use al doble los puntos del 1 al 6. Si se requieren factores mayores, refina sus análisis y ensayos.

Valores que no se alejan del valor establecido por la Norma Española UNE- 81 -31 de enero de 2011, con título *Regla de seguridad para la fabricación e instalación de montacargas*, que establece un coeficiente de seguridad de  $\eta_s = 2,5$ .

[7] Norma española UNE-EN 81-31 (Enero 2011) en su epígrafe 5.5.1.2.1. “Deben facilitarse los medios para impedir el riesgo de caída de personas de la unidad de transporte de carga durante las operaciones de carga y descarga. Esto puede conseguirse protegiendo los laterales de la unidad de transporte de la carga. [...] Una protección puede sustituirse por una pared de cerramiento siempre que su resistencia esté de acuerdo al apartado 5.2.6. y la distancia entre el borde exterior de la unidad de transporte de carga y la superficie de la pared no exceda de 35 mm”;

[8] Al respecto la norma española UNE-EN 81-31 (Enero 2011), anteriormente citada, recoge en su apartado 5.5.1.2 “Cerramiento”, en su epígrafe 5.5.1.2.1. “Deben facilitarse los medios para impedir el riesgo de caída de personas de la unidad de transporte de carga durante las operaciones de carga y descarga. Esto puede conseguirse protegiendo los laterales de la unidad de transporte de carga. [...] Si una pared de la unidad de transporte de carga sustituye a esta protección, se aplican los requisitos de resistencia mecánica al menos de acuerdo con el apartado 5.2.6. (véase también 5.5.1.1.3).”

En los apartados citados por el epígrafe anterior:

### 5.2.6. Resistencia de las paredes

“Para el funcionamiento seguro del montacargas, las paredes deben tener una resistencia mecánica tal que al aplicar una fuerza de 300 N, distribuida uniformemente sobre una superficie de  $5 \text{ cm}^2$  de sección redonda o cuadrada, aplicada en ángulo recto en cualquier punto de una u otra cara, debe:

- Resistir sin deformación permanente;
- Resistir sin deformación elástica superior a 15 mm.

Véanse también los apartados 0.3.9 [...]”

0.3.9. “Para fuerza horizontales, se han utilizado las siguientes:

- fuerza estática: mínimo 300 N;
- fuerza resultante de un impacto: mínimo 1000 N;

que representan las fuerzas que una persona puede ejercer.

Los valores superiores necesitan ser considerados cuando se prevea la utilización de medios mecánicos o humanos para la carga y descarga.”





## Anejo Número 2: Información Complementaria

5.5.1.1.3. “El montaje de la unidad de transporte de carga compuesta de elementos como eslinga, deslizaderas, paredes, protecciones, suelo y techo, debe tener suficiente resistencia mecánica para soportar las fuerzas que se aplicarán en el funcionamiento normal y en la activación de dispositivos de seguridad o el impacto de la unidad de transporte de carga en sus paradas, estén o no amortiguadas.”

[9] Del catálogo comercial de la empresa *Hermanos Pérez e Hijos s.r.l.*

### SAE 1045

Calidad: ASTM A-36, F-26

Espesores: 3,2 mm a 101,2 mm

Presentación: Platos laminados / forjados

Usos: Agro, amoblamiento, andamios, aparatos de gimnasia, automotriz, ciclomotores, construcción, decoración, entrepiso, escapistas, estantería, estructuras metálicas, fabricación de bicicletas, marquesinas, portones, protecciones, rejas, sistema de almacenamiento, tinglados, torres metálicas, vial, vigas.



Espesores (mm)	Calibre B.W.G.	Planchas Ancho	Largo
6,35	1/4"	1500 / 2000 / 2500	3000 / 6000
7,9	5/16"	1500 / 2000 / 2500	3000 / 6000
9,5	3/8"	1500 / 2000 / 2500	3000 / 6000
12,7	1/2"	1500 / 2000 / 2500	3000 / 6000
15,5	5/8"	1500 / 2500	3000 / 6000
19,1	3/4"	1500 / 2500	3000 / 6000
22,2	7/8"	1500 / 2500	3000 / 6000
25,4	1"	1500 / 2500	3000 / 6000
31,7	1-1/4"	1500 / 2500	3000 / 6000
38,5	1-1/2"	1500 / 2500	3000 / 6000
44,4	1-3/4"	1500 / 2500	3000 / 6000
50,8	2"	1500 / 2500	3000 / 6000
57	2-1/4"	1500/	3000 / 6000
63,5	2-1/2"	1500	3000 / 6000
76,5	3"	1500	3000 / 6000
101,2	4	1500	3000 / 6000

[10] Se ha hallado la dureza del acero SAE 1045 HR, además de la resistencia a la fluencia y la resistencia última, utilizando la “Tabla A-20” (Fuente: SAE Handbolok, p. 2.15.)



## Anejo Número 2: Información Complementaria

**Tabla A-20**

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ( $\frac{3}{4}$  a  $1\frac{1}{4}$  pulg.). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg., %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

En el “Apartado 3.6 tema 3) de la Guía de la asignatura de Diseño de Máquinas” (pág. 2) se define la dureza de un material como una “propiedad de la materia en estado sólido, que está determinada por la estructura cristalina.”

“Se entiende por dureza de un material la resistencia superficial a la deformación. Según el método se distinguen:

- Resistencia que oponen los materiales a dejarse penetrar por otros más duros, (dureza Brinell, Vickers, Rockwell, hertziana, etc.)
- Reacción elástica del material al chocar sobre él un cuerpo duro (dureza Poldi, Shore)
- Etc.

El índice de un material sirve para obtener una estimación de su resistencia última, así, para el acero  $S_{ut}=3,1 * H_B$ . Utilizando esta fórmula para el acero SAE 1045 HR (laminado en caliente) con Dureza *Brinell* de 163, según la tabla A-20, se obtiene un valor,

$$S_{ut}= 3,1 * 163= 505,3 \text{ MPa}$$

con lo que, se comprueba que este método de cálculo es más restrictivo.

[11] Nota. Los rectangulares se clasifican en: *pletinas* “tienen entre 4 mm y 10 mm de espesor y no pasan de 200 mm de anchura; *llantas* “tienen un espesor mayor de 10 mm y no pasan de 200 mm de anchura; *planos anchos* “exceden 200 mm de ancho”;





## Anejo Número 2: Información Complementaria

[12] Del catálogo comercial de la empresa *Hermanos Pérez e Hijos s.r.l* se selecciona la chapa necesaria, para el piso del bastidor de la plataforma del montacargas.

### Chapas nacionales antideslizantes

#### Laminadas en caliente

Calidad: Comercial

Espesor: 3,2 mm a 6,35 mm

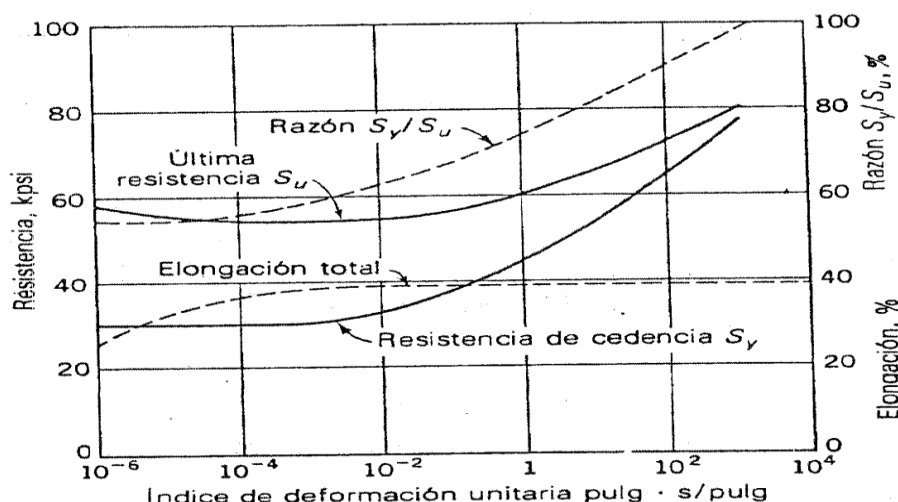
Usos: Agro, amoblamiento, andamios, aparatos de gimnasia, automotriz, ciclomotores, construcción, decoración, entepiso, escapistas, estantería, estructuras metálicas, fabricación de bicicletas, marquesinas, portones, protecciones, rejas, sistema de almacenamiento, tinglados, torres metálicas, vial, vigas.



Espesores (mm)	Calibre B.W.G.	Planchas Ancho	Largo
3.2	1/8"	1245	2440 / 3000 / 6000
4.75	3/16"	1245 / 1500	2440 / 3000 / 6000
6.35	1/4"	1500	3000 / 6000

[13] El libro *Diseño en Ingeniería Mecánica* en su apartado 4.4. "PROPIEDADES ANTE CARGAS DE IMPACTO" de la página 99, recoge que "los ensayos de *Izod* y de *Carpy* utilizan barras de configuración especificada para determinar la fragilidad y la resistencia al impacto. Estas pruebas sirven para determinar la fragilidad a baja temperatura."

"Cuando aumenta la rapidez de deformación, como es el caso de las condiciones de impacto, se incrementan las resistencias según se ve en la figura 4-8. [...], con valores muy altos de la citada rapidez, la resistencia de cedencia tiende a la última resistencia como límite. Pero obsérvese que las gráficas muestran poco cambio en el alargamiento. Esto significa que la ductilidad permanece invariante. [...], en vista del incremento notable en la resistencia de cedencia, es de esperar que un acero dulce se comporte en forma elástica, prácticamente en todo su intervalo de resistencia en las condiciones de choque o impacto.



**FIGURA 4-8** Influencia del índice de la deformación unitaria sobre las propiedades a la tensión. (Por M. J. Manjoine.)



## Anejo Número 2: Información Complementaria

[...], el uso de las propiedades estáticas en el diseño, con el fin de resistir cargas de impacto da en el lado conservador.”

“En la figura 4-7 se indica el efecto de la temperatura sobre la energía de impacto. Obsérvese la estrecha región de las temperaturas críticas, donde la energía de impacto aumenta rápidamente. En la región de baja temperatura la fractura es de tipo astillante, por fragilidad; en tanto que el aspecto es del tipo desgarre, por tenacidad, en el caso de una fractura por encima de la región de la temperatura crítica.”

*Nota.* “La resiliencia o resistencia al choque resulta, según este método, el trabajo gastado por unidad de sección transversal para romper al material de un solo golpe:

$Resiliencia = K = A_o/S$  (kgfm/cm<sup>2</sup> ó joule/cm<sup>2</sup>).

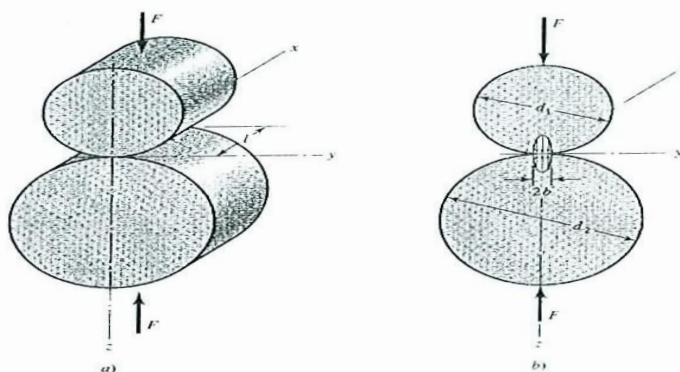
En la actualidad se tiende a evitar el cálculo de la resiliencia, expresándose los resultados de ensayos simplemente en términos de energía de rotura.”

(<http://www.monografias.com/trabajos14/choque/choque.shtml#ENERG>)

[14] Los **ESFUERZOS DE CONTACTO DE HERTZ**, [13] se establece “en la figura 2-35 ilustra una situación [...], en la que los elementos en contacto son dos cilindros de longitud  $l$  y diámetros  $d_1$  y  $d_2$ . [...] en la figura 2-35 b, el área de contacto es un rectángulo angosto de ancho de  $2b$  y longitud  $l$ , y la distribución de la presión es elíptica. El semiancho  $b$  lo da la ecuación

**Figura 3-38**

a) Dos cilindros circulares rectos mantenidos en contacto por las fuerzas  $F$  uniformemente distribuidas a lo largo de la longitud  $l$  del cilindro. b) El esfuerzo de contacto tiene una distribución elíptica en el diámetro [menor] de la zona de contacto  $2b$ .



El estado de esfuerzos en el eje  $z$  se da por las ecuaciones

$$\sigma_x = -2\nu p_{\text{máx}} \left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \frac{z}{b} \right)$$

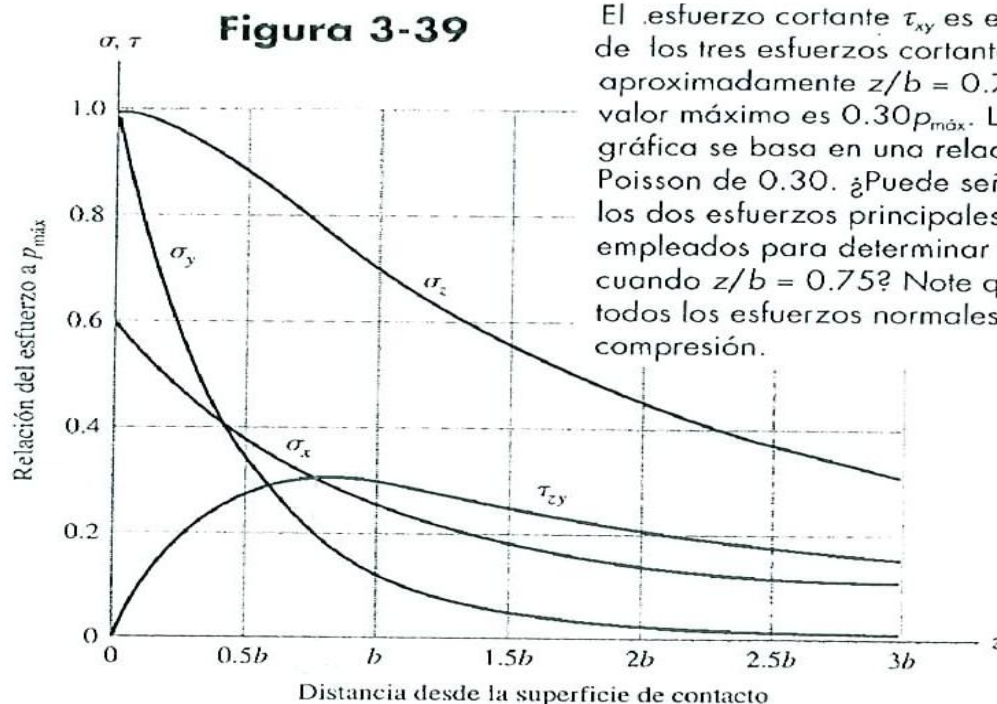
$$\sigma_y = -p_{\text{máx}} \left[ \left( 2 - \frac{1}{1 + \frac{z^2}{b^2}} \right) \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - 2 \frac{z}{b} \right]$$

$$\sigma_z = \frac{-p_{\text{máx}}}{\sqrt{1 + z^2 / b^2}}$$

Estas tres ecuaciones se representan gráficamente en la figura 2-36 hasta una distancia de  $3b$  debajo de la superficie. Aunque  $\tau_{zy}$  no es el mayor de los tres esfuerzos cortantes para todos los valores de  $z/b$ , es máximo aproximadamente a  $z/b = 0.75$ , y resulta mayor en ese punto que cualquiera de los otros dos esfuerzos cortantes para un valor de  $z/b$ .”



## Anejo Número 2: Información Complementaria



Resumiendo. En la superficie de contacto del cilindro ( $z=0$ ) las tensiones representadas en las ecuaciones anteriores quedan, sustituyendo el valor nulo para la profundidad y despejando, como:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -2\nu p_{máx} \\ \sigma_y &= -p_{máx} \\ \sigma_z &= -p_{máx}\end{aligned}$$

[15] Recurriendo al libro *Aceros de alta resistencia* del autor José Antonio García-Poggio editado por Editorial Montecorvo (año 1965) se estudia el templado y revenido necesario para la construcción de los rodillos del montacargas. Realizando un breve recordatorio:

“CAPITULO I La estructura de los aceros de alta resistencia”

“El gran incremento de resistencia que se alcanza en el acero templado sobre la del hierro, metal base de la aleación, es debido a la gran distorsión que los átomos de carbono provocan en la red del hierro  $\alpha$  al quedar retenidos en la solución sobresaturada ( $Fe \alpha + C$ ) llamada martensita. Si el carbono es, pues, el elemento de aleación que potencialmente provoca el incremento de resistencia, el tratamiento del temple es el que da realidad a esta resistencia. El acero templado alcanzará pues tanta mayor resistencia, cuanto mayor resistencia, cuanto mayor sea su dosificación en carbono retenido en la martensita.

El acero templado, por su enorme resistencia, no puede ser directamente empleado por poseer una también enorme fragilidad debida por una parte a su elevada dureza y por otra a las mismas condiciones del tratamiento de temple que provocando tensiones internas contribuye también a este exceso de fragilidad. Nació de ahí la necesidad del revenido, tratamiento adicional del acero templado que facilitando por una parte la desaparición de las tensiones internas, descompone la martensita permitiendo la precipitación del carbono, disminuyendo también la resistencia tanto más cuanto más intenso sea el revenido.

[...] en general se presentan cinco etapas (de revenido) [...]



## Anejo Número 2: Información Complementaria

La tercera etapa (aproximadamente a temperatura superior de 250°-300°C) se caracteriza por la formación de un carburo más estable, el  $Fe_3C$  cementita, de estructura ortorrómbica, [...]. A medida que la temperatura de revenido va aumentando se produce la transformación discontinua de la matriz en ferrita y un proceso de coalescencia y globalización de la cementita.”

La fragilidad de los revenidos bajos “que presentan todos los aceros comerciales en mayor o menor grado, templados y revenidos alrededor de los 250°-400°C. Esta fragilidad se presenta precisamente en los comienzos de la tercera etapa de revenido cuando la cementita precipita contorneado las agujas de martensita.” “La variación que en dichos aceros experimenta la resistencia al choque, o resiliencia, con la temperatura de revenido es la que se indica en la figura I-8 [...].

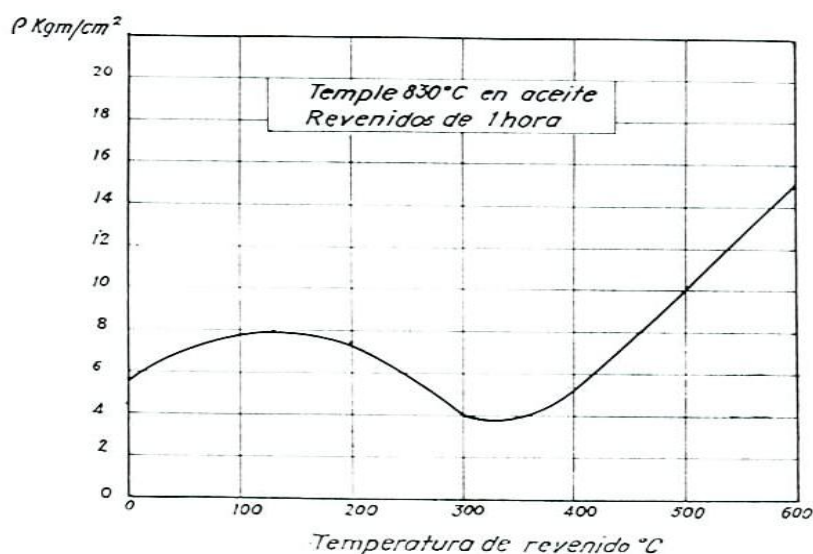


Fig. I-8

Como se observa, alrededor de unos 300°C aparece una fragilidad anormal (fragilidad de los revenidos bajos) que coincide precisamente en los comienzos de la tercera etapa del revenido, de la cementita en forma de una película que tiende a contornear las agujas de martensita. Los revenidos a temperaturas más elevadas de la citada, dan lugar a la coalescencia de la cementita y su dispersión en la masa de la ferrita con lo cual aumenta la resiliencia desapareciendo esta fragilidad anormal.”

### “CAPITULO II Aceros de baja aleación”

“Por consiguiente, de un modo general, podemos decir que cualquier acero convencional de baja aleación puede ser utilizado como acero de alta resistencia, siempre que conozcamos con suficiente exactitud su zona de fragilidad, con objeto de emplear temperaturas de revenido por debajo de dicha zona, pero iguales o superiores a unos 200°C por consideraciones de destrucción de tensiones internas y de estabilización de la austenita retenida. Ahora bien, la zona de trabajo que así resulta es en la mayoría de los aceros bastante estrecha, por lo que se ha recurrido a alearlos con un porcentaje apropiado de silicio (1 a 2% según los casos), con objeto de desplazar a temperatura de revenido más elevadas la citada fragilidad[...]. Nacen así los dos métodos que han sido el origen de los aceros de alta resistencia en estos aceros de baja aleación; o sea, bien el empleo apropiado de la zona de los bajos revenidos previa fijación de la zona de frágil en los aceros convencionales, o bien el diseño de aceros derivados de éstos, pero con un porcentaje apropiado de silicio para ampliar la posible zona de utilización de los mismos.”





## Anejo Número 2: Información Complementaria

[16] Apartado “5.2.7. Resistencia del fondo del foso. El suelo del foso debe estar diseñado para soportar todas las cargas móviles o muertas con la debida disponibilidad para las masas y fuerzas de inercia, y la acción de topes, amortiguados o no, etc. (véase 0.25. y 5.2.9.) Norma 81-31: 2011”

[17] Tornillos de anclaje [24, Memoria]

### ANCLAJE TORNILLO



“anclaje para fijación de cargas pesadas en hormigón fisurado y no fisurado:

- El tratamiento especial del cono asegura la post-expansión
- [Calidad acero tornillo 8.8](#)
- Indicador visual del espesor de la pieza a fijar.

Y que cuenta con la instalación y ventaja para “aplicación grúas-puente y estructuras metálicas pesadas”. Sus datos de aplicación

### Instalación y Ventajas

“Aplicación grúas-puente y estructuras metálicas pesadas.”

[18] Las *CLASES DE EQUILIBRIO DE UN SÓLIDO* “Un sólido puede disfrutar de tres clases de equilibrio:

- Estable:** es aquél que posee un cuerpo que, separado ligeramente de su posición de equilibrio, la recobra al dejarlo posteriormente en libertad (caso de un cono de madera apoyado sobre su base).
- Inestable:** cuando, al efectuar la misma operación, el cuerpo se aleja todavía más de su posición de equilibrio, hasta alcanzar la de equilibrio estable (cono apoyo sobre su vértice).
- Indiferente:** es el equilibrio que posee un cuerpo que, al desplazarlo un poco se su posición de equilibrio, se encuentra de nuevo en equilibrio (cono apoyado sobre su generatriz).

Para que un cuerpo pesado esté en equilibrio es condición necesaria que se le aplique una fuerza vertical cuya línea de acción pase por el centro de gravedad y neutralice el peso del cuerpo. Así se cumple que  $\Sigma F_i = 0$ ; y  $\Sigma M_i = 0$ ; (las dos condiciones de equilibrio). Esto se puede conseguir de dos formas: suspendiendo el cuerpo o apoyándolo sobre una superficie. [15, Memoria]” El montacargas se encuentra en el caso de cuerpo apoyado sobre una superficie.

[19] La normativa española 31-81:2011, 5.7.1 *Disposiciones generales en relación al sistema de guiado* lo siguiente:

#### “5.7.1.1 Generalidades

La unidad de transporte de carga, al igual que los contrapesos/masas de equilibrado, debe estar guiada por un sistema de guiado compuesto de elementos colocados en las partes móviles (deslizaderas, rodaderas, etc), guía o dispositivos similares. Este sistema debe ser capaz de:



## Anejo Número 2: Información Complementaria

- Evitar el descarrilamiento;
- Mantener la unidad de transporte de carga [...] en su recorrido de manera que se evite la colisión con otras piezas;
- Asegurar la correcta coordinación de la unidad de transporte de carga con otras piezas situadas en el hueco (dispositivos de enclavamiento de puertas, interruptores, etc);
- Limitar a 10 mm los movimientos horizontales de la unidad de transporte de carga en los embarques durante las operaciones de las operaciones de carga y descarga;
- Funcionar con los dispositivos contra el movimiento incontrolado, si aplica;
- Resistir las cargas y esfuerzos previstos (0.2.5) en el uso del montacargas accesible solo para cagas y provocados por la activación de los dispositivos de seguridad con un factor de seguridad mínima de 3 en relación a la carga de rotura  $R_m$  del material o de 2,5 contra pandeo.

### 5.7.1.2 Cargas, tensiones y deformaciones

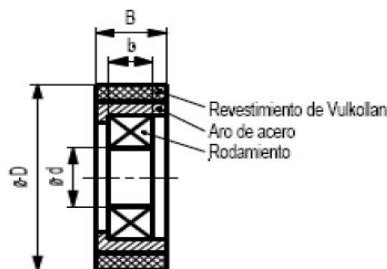
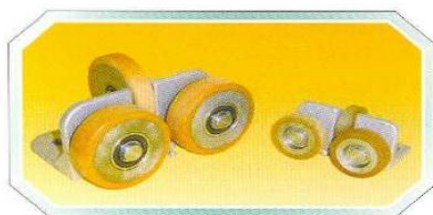
[...] Las tensiones deben estar limitadas teniendo en cuenta la distribución de las cargas en la unidad de transporte de carga de acuerdo al uso previsto (0.2.5).

Los materiales con una elongación inferior al 8% se consideran como frágiles y no deben utilizarse.

### 5.7.2. Guiado de unidad de transporte de carga, contrapeso o masa de equilibrado

5.7.2.1 La unidad de trasporte de carga contrapeso o masa de equilibrio deben estar guiados al menos por dos guías de acero rígidas.

[20] Las rodaderas se seleccionan del catálogo comercial [28, Memoria]



Descripción	D [mm]	d [mm]	B [mm]	b [mm]	Revestimiento Dureza [° shore A]	Rodamiento DIN 625	Capacidad (kp) para v=1m/s	Nº. del artículo
VSL 70/20x20 93°	70	20	20	12	93°	6004-ZZ	130	450 024
VSL 80/20x25 93°	80	20	25	15	93°	6304-ZZ	170	450 043
VSL 90/25x25 93°	90	25	25	15	93°	6205-ZZ	190	450 011
VSL 100/20x30 93°	100	20	30	14	93°	6204-ZZ	250	450 055
VSL 125/25x25 93°	125	25	25	15	93°	6205-ZZ	260	450 022
VSL 125/25x30 93°	125	20	30	12	93°	6005-ZZ	280	450 035
VSL 150/20x30 93°	150	20	30	24	93°	2x6004-ZZ	140	450 042

La empresa dispone “también de conjuntos de rodadera de diferentes diámetros, así como conjuntos rodadera-zapata para todo tipos de guías.”

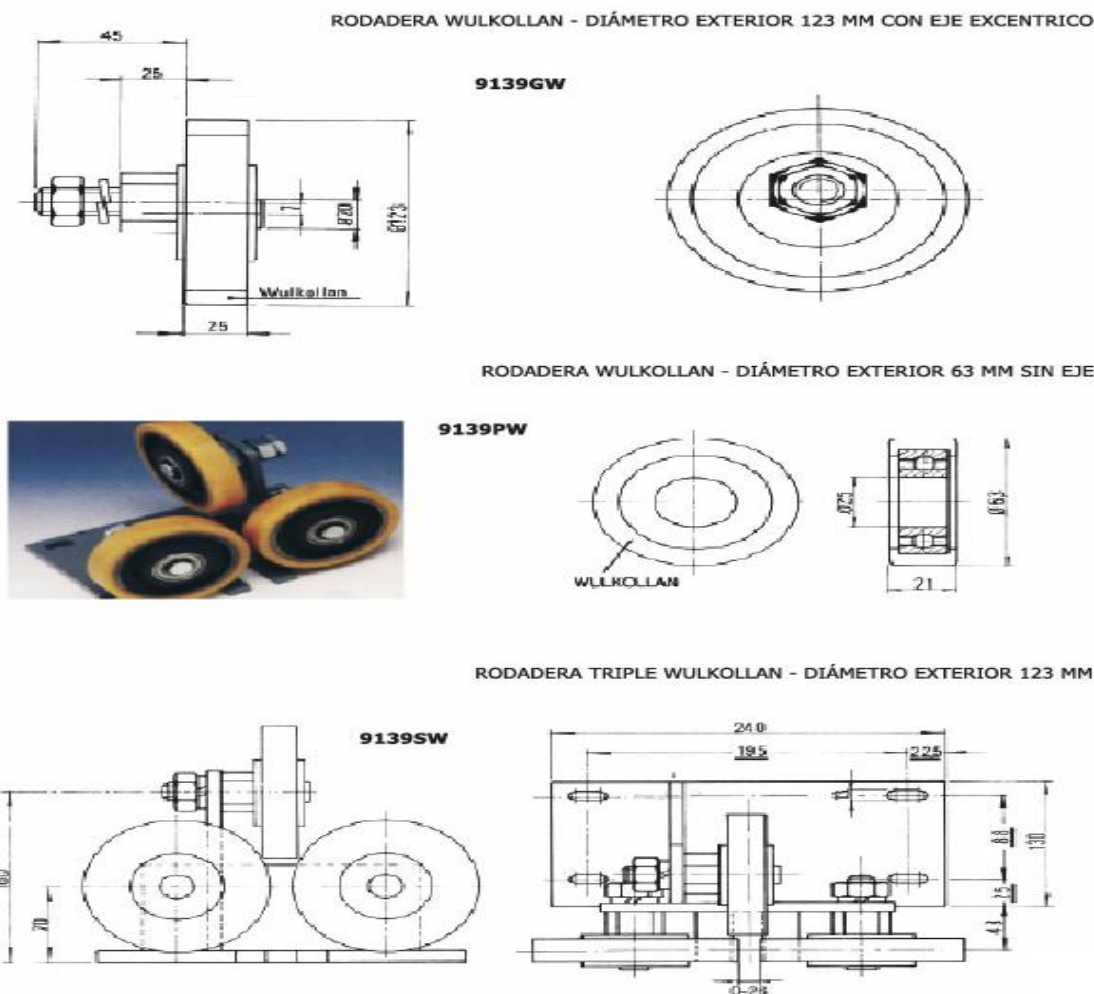


Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

Nº hoja	Nº hojas
12	16

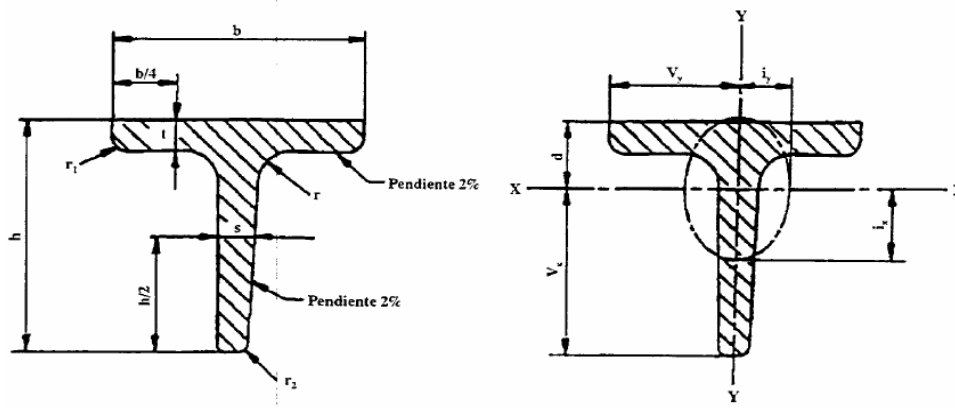
## Anejo Número 2: Información Complementaria

De la “ficha de productos” [25, Memoria]



Para las fuerzas establecidas por la Norma de  $F=300N$  (aprox. 30 kp) para cargas estática y  $F= 1000N$  (aprox. 100 kp) en fuerzas de impacto, son válidas todas las rodaderas mostradas para una “capacidad (kp) para  $v= 1 \text{ m/s}$ ” (menor a la velocidad establecida por la Norma UNE-EN 81-31). Por motivos de espacio, en el diseño, se selecciona la rodadura de diámetro  $D=70 \text{ mm}$ , que tiene una capacidad de 130 kp (hasta velocidad de  $v= 1 \text{ m/s}$ ).

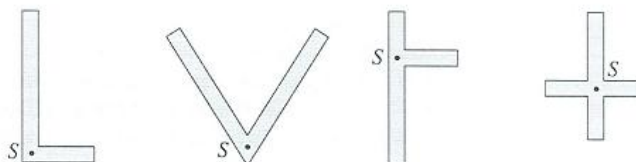
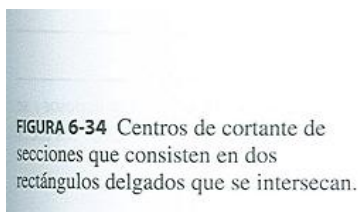
[21] Para el guiado de las rodaderas se utiliza el perfil doble T [35, Memoria]”.





## Anejo Número 2: Información Complementaria

En el prontuario utilizado no se muestra el centro de cortantes por ser sencilla su determinación, como se recoge en el apartado *CENTRO DE CORTANTES EN SECCIÓN ABIERTAS DE PARED DELGADA* [10], para *Secciones constituidas por dos rectángulos angostos que se cruzan* “las resultantes de las tensiones tangenciales son fuerzas que se intersecan en la unión de los rectángulos; por tanto, el centro de cortante S se localiza en ese punto.”



[22] En la Norma UNE- EN 81-31: 2010, epígrafe *1. Objeto y campo de aplicación*, y subapartado “1.1 Esta norma europea (se) aplica a los montacargas eléctricos [...] con tracción por adherencia o acción positiva e hidráulica, [...] diseñados únicamente para transportar mercancía y desplazándose a lo largo de un recorrido fijo (por ejemplo, elevadores de tijera, montacargas con guías), con una inclinación no superior a 15° sobre la vertical y una velocidad nominal que no exceda 1 m/s.”; y sigue en su subapartado “1.3 Se consideran dos tipos de montacargas accesibles sólo para cargas: a) Tipo A, donde el uso previsto está limitado por las siguientes condiciones simultaneas: 1) Velocidad nominal máximo: 0,30 m/s;”

[23] Como las barras de sustentación tiene movimiento plano “**Movimiento plano-paralelo** o simplemente **movimiento plano**, es aquél en el que todos los puntos del sólido rígido se desplazan paralelamente a un plano fijo  $\pi$ , llamado **plano director**.”[15]

“Muchas piezas de máquinas y mecanismos (por ejemplo, [...], una biela de un mecanismo biela-manivela, etc.) efectúan un movimiento plano.”

“Si tenemos un movimiento plano, todos los puntos del cuerpo situados sobre una recta perpendicular al plano  $\pi$  se desplazan de modo idéntico. Por este motivo, para estudio del movimiento plano de un cuerpo es suficiente analizar el movimiento de una sección S del cuerpo paralela al plano director; [...] La velocidad, la aceleración y la trayectoria de todos los puntos de la sección deben estar en el plano que la define; y como consecuencia de ellos, **el vector rotación es perpendicular al plano director**. En efecto, si tenemos en cuenta la relación entre las velocidades de dos puntos A y B del sólido rígido perteneciente al plano director o a uno paralelo a él:

$$v_A = v_B + \omega \wedge BA$$

como  $v_A$ ,  $v_B$ , y  $BA$  están contenidos en el plano, para que la expresión anterior se cumpla es necesario que  $w$  sea perpendicular al plano.”

“El movimiento plano de un sólido rígido puede considerarse como una rotación pura entorno al centro instantáneo de rotación.”

[24] “**MÉTODO DE LOS CENTROS INSTANTANEOS DE ROTACIÓN**. Recordemos que en el movimiento plano el centro instantáneo de rotación, que simbolizaremos por  $I$ , es el punto de intersección del eje instantáneo de rotación con el plano director. La importancia de este punto, cuya velocidad es nula, radica en que el movimiento plano puede interpretarse como una rotación pura en torno a él. [...]. *Las velocidades de los distintos puntos de un sólido rígido con movimiento plano son proporcionales a sus distancias al centro instantáneo de rotación.*”





## Anejo Número 2: Información Complementaria

[25] La fórmula expresada en b) es más correcta, como modelo de cálculo para un bulón-pasador, que utilizar la ecuación para “tensiones tangenciales en vigas de sección transversal circular”, donde la tensión tangencial máxima se da en el eje neutro de la sección

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4V}{3A}$$

Según esta ecuación la tensión tangencial máxima en una viga circular es igual a 4/3 veces la tensión tangencial promedio  $V/A$ . “La tensión tangencial promedio sobre la sección transversal de un perno se obtiene dividiendo el esfuerzo cortante total  $V$  por el área  $A$  de la sección sobre la que actúa (pág. 30)”

$$\tau_{prom} = \frac{V}{A}$$

En el presente caso, el esfuerzo cortante  $V$  es igual a  $P/2$ . Rescribiendo la fórmula de la ecuación de la “tensiones tangencial en vigas de sección transversal circular” queda,

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2P}{3A} \cong 0,67 \frac{P}{A}$$

Frente a la “tensión tangencial en el pasador” rescrita con el término de área  $A$

$$\tau_{pas} = \frac{P}{2A} \cong 0,5 \frac{P}{A}$$

[26] Se recogen una serie de requisitos de obligado cumplimiento en la fabricación de los cerramientos para un montacargas, en la norma española UNE-EN 81-31 (Enero 2011) con título *Reglas de seguridad para la fabricación e instalación de montacargas, Montacargas únicamente para el transporte de mercancías, Parte 31: Montacargas accesibles sólo para cargas*, que recoge en su página 39, en su epígrafe 5.5.1.2.1. “Deben facilitarse los medios para impedir el riesgo de caída de personas de la unidad de transporte de carga durante las operaciones de carga y descarga. Esto puede conseguirse protegiendo los laterales de la unidad de transporte de la carga. [...] Una protección puede sustituirse por una pared de cerramiento siempre que su resistencia esté de acuerdo al apartado 5.2.6. y la distancia entre el borde exterior de la unidad de transporte de carga y la superficie de la pared no exceda de 35 mm”; como ya se apuntó anteriormente en este tratado.

### 5.2.6. Resistencia de las paredes

“Para el funcionamiento seguro del montacargas, las paredes deben tener una resistencia mecánica tal que al aplicar una fuerza de 300 N, distribuida uniformemente sobre una superficie de  $5 \text{ cm}^2$  de sección redonda o cuadrada, aplicada en ángulo recto en cualquier punto de una u otra cara, debe:

- Resistir sin deformación permanente;
- Resistir sin deformación elástica superior a 15.”

0.3.9. “Para fuerza horizontales, se han utilizado las siguientes:

- fuerza estática: mínimo 300 N;
- fuerza resultante de un impacto: mínimo 1000 N; que representan las fuerzas que una persona puede ejercer.

Los valores superiores necesitan ser considerados cuando se prevea la utilización de medios mecánicos o humanos para la carga y descarga.”



## Anejo Número 2: Información Complementaria

5.5.1.1.3. “El montaje de la unidad de transporte de carga compuesta de elementos como eslinga, deslizaderas, paredes, protecciones, suelo y techo, debe tener suficiente resistencia mecánica para soportar las fuerzas que se aplicarán en el funcionamiento normal y en la activación de dispositivos de seguridad o el impacto de la unidad de transporte de carga en sus paradas, estén o no amortiguadas.”

### “5.2.2. Cerramiento del hueco

5.2.2.1 El montacargas accesible sólo para cargas debe separarse de su entorno por un cerramiento.

5.2.2.2 Cuando el montacargas accesible sólo para cargas del tipo A está situado en una zona restringida y el hueco no tiene que contribuir contra la propagación de un incendio, el cerramiento del hueco puede no ser de alma llena, y:

- Debe cumplir con la Norma EN ISO 13857: 2008, tabla 2;
- No debe ser posible interferir con el funcionamiento del montacargas al alcanzar su equipamiento dentro del hueco.

5.2.2.4 Las únicas aperturas permitidas en los cerramientos de alma llena son:

- Aperturas para las puertas de piso;
  - Aperturas de puertas de inspección y emergencia en el hueco y trampilla de inspección;
  - Apertura de salida para escape de gases y humos en caso de incendio;
- [...]

### 5.2.5. Paredes, suelo y techo del hueco

La estructura del hueco debe soportar, al menos, las cargas que puedan ser causadas por el montacargas, por ejemplo la máquina, las guías [...] o en caso de descentrado de la carga en la unidad transportadora de carga según lo previsto por el fabricante [...]

### 5.2.6. Resistencia de las paredes

“Para el funcionamiento seguro del montacargas, las paredes deben tener una resistencia mecánica tal que al aplicar una fuerza de 300 N, distribuida uniformemente sobre una superficie de  $5\text{ cm}^2$  de sección redonda o cuadrada, aplicada en ángulo recto en cualquier punto de una u otra cara, debe:

- Resistir sin deformación permanente;
- Resistir sin deformación elástica superior a 15.
- 

### 5.2.8. Construcción y espacios libres de las paredes del hueco y de las puertas de piso frente a una entrada de unidad de transporte de carga

5.2.8.1 La distancia horizontal entre las pisaderas de la unidad transportadora de carga y las puertas de piso no debe exceder de 35 mm. [...]

5.2.8.2 [...] las paredes que incluyan puertas frente a la(s) entrada(s) a la unidad transportadora de carga deben tener:

- una resistencia según el apartado 5.2.6;
- una distancia a la pisadera de la unidad transportadora de carga, que cumpla el apartado 5.2.8.1.; y
- la superficie de la pared frente a la(s) entrada(s) a la unidad transportadora de carga más 25 mm a ambos lados y en una altura de, por lo menos, la zona de desenclavamiento extendida arriba y debajo de la unidad transportadora de carga, debe estar:
  - conectada al dintel de la próxima puerta, o
  - extendida hacia abajo con un duro y liso chaflán cuyo ángulo con el plano horizontal no sea menor de  $60^\circ$ . La proyección de este chaflán sobre el plano horizontal será como mínimo de 20 mm.



## Anejo Número 2: Información Complementaria

5.2. 11.1.1. Si la unidad transportadora de carga no está provista de techo y está en la posición extrema superior que puede alcanzar, deben cumplirse de forma simultánea las siguientes tres condiciones:

- la longitud de las guías de la unidad transportadora de carga debe ser tal que permita un recorrido guiado adicional de, al menos 0,1 m;
- la distancia libre vertical entre el nivel de la superficie más alta del techo del hueco y;
  - los órganos de mayor altura montados en el cerramiento de la unidad transportadora de carga, a excepción de los casos previstos en 2), debe ser, al menos, 0,30m;
  - la parte más alta de las guíaderas, rodaderas, [...] , y los de la parte superior móvil del conjunto de la maquinaria (cabeza del pistón, etc,) debe ser igual o superior a 0,10 m;
- la distancia entre el piso de la unidad transportadora de carga y las partes más bajas del techo del hueco debe ser al menos igual a la altura libre de la puerta de acceso más alta más 0,1 m. En ningún caso debe ser inferior a 1,80 m.

### 5.4. Puertas de embarque

#### 5.4.2.1 Altura

La altura libre de las aperturas en los embarques debe ser superior a 1,20m

Cuando la altura libre sea inferior a 2,00 m, la carga y descarga de la unidad de transporte de carga debe llevarse a cabo desde el exterior del hueco [...]

#### 5.4.2.2 Anchura

La anchura libre de las aperturas en los embarques no debe extenderse más de 50 mm desde ambos lados de la entrada libre de la unidad de transporte de carga.

### 5.4.3 Puertas

#### 5.4.3.1. Generalidades

Las puertas de los montacargas accesibles solo para carga, incluido su marco, deben ser de alma llena.

#### 5.4.3.2. Resistencia mecánica

5.4.3.2.1 Las puertas, con sus cerraduras, deben tener una resistencia mecánica tal que en posición cerrada y con una fuerza de 300 N, uniforme distribuida sobre un área de 5 cm<sup>2</sup> de sección circular o cuadrada, aplicada en ángulo recto en cualquier punto de cualquier cara, debe resistir sin:

- deformación permanente;
  - deformación elástica superior a 15 mm
- [...]

5.4.3.2.2 Cuando esté cerrada, la holgura entre los paneles, o entre los paneles y montantes, pisaderas o dinteles, debe ser tan pequeña como sea posible.

Se considera cumplida esta condición cuando las holguras en funcionamiento no excedan de 6 mm. Este valor, debido al desgaste, puede alcanzar hasta 10 mm. [...] ”






# Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

## **DISEÑO DE UNA PLATAFORMA ARTICULADA DE TIJERA CON ACTIVACIÓN HIDRÁULICA PARA ELEVAR UNA CARGA NOMINAL DE 3000Kg SALVANDO UNA ELEVACIÓN ENTRE COTAS DE 4m EN EL INTERIOR DE UN ALMACÉN**

Titulación: Ingeniería Técnica  
Industrial esp. Mecánica

Alumno: Juan Antonio Ruiz Mula  
Director: D. Miguel Lucas Rodríguez

	Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén	Nº hoja	Nº hojas
	Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados	1	19

ANEJO NÚMERO 3: PROGRAMAS INFORMÁTICOS UTILIZADOS

Vigas marco de la plataforma del montacargas

Para el estudio y selección de la viga marco del bastidor se utiliza la ayuda de un programa informático de cálculo de estructuras, que permite obtener reacciones y diagramas sobre una viga dada, entre otras aplicaciones.

[1] Viga marco modelo 1)

Los valores siguientes son los introducidos en el programa para la realización de los cálculos, hacen referencia a: distancias, cargas y propiedades del material. Todos expresados en unidades de fuerza “kN” y de distancia “mm”.

TÍTULO Viga marco modelo 1

PUNTOS

\$ pun X Y

1 0.0 0.0

2 0.01 0.0

3 1.3169 0.0

4 2.47 0.0

LÍNEAS

\$ lín tipo pun

1 POL 1 2

2 POL 2 3

3 POL 3 4

MATERIALES

\$ mat pro

1 YOU 210.0e06

PROPIEDADES

\$ pro área ine

1 3.34e-04 2.772e-05

ELEMENTOS\_LÍNEAS

\$ lín tipo mat pro

TOD RÍG 1 IPE220

DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est DX DY GZ

2 1 0.0 0.0 LIB

3 1 LIB 0.0 LIB

CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est FX FY MZ

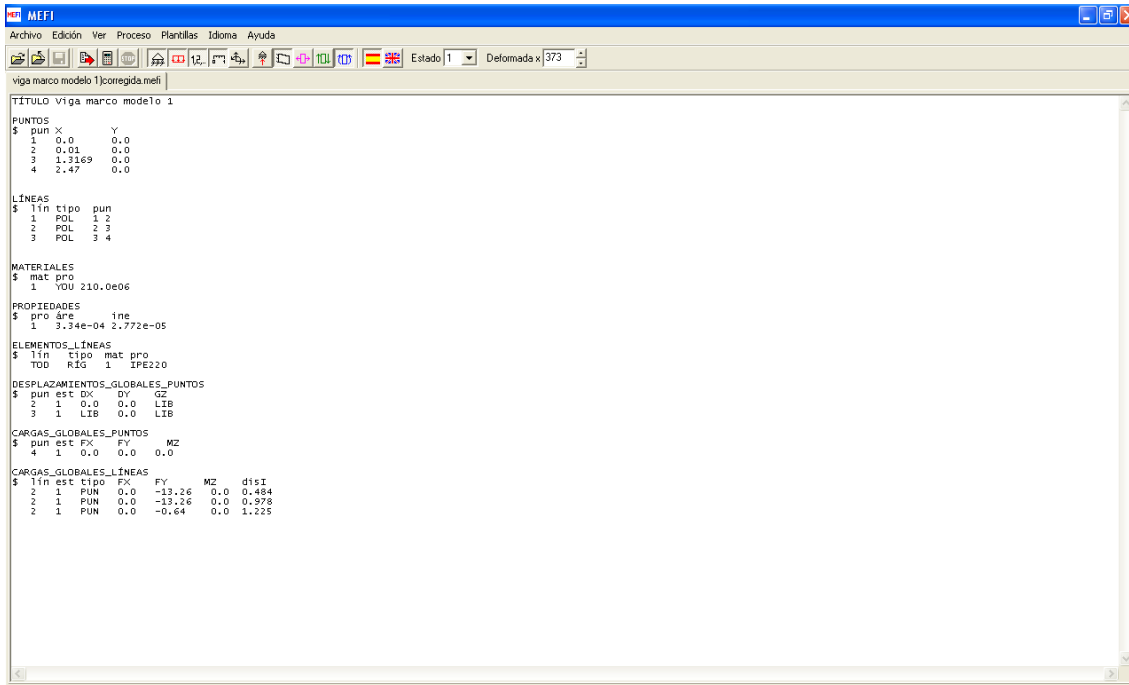
4 1 0.0 0.0 0.0

CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín est tipo FX FY MZ disl



```
2 1 PUN 0.0 -13.26 0.0 0.484
2 1 PUN 0.0 -13.26 0.0 0.978
2 1 PUN 0.0 -0.64 0.0 1.225
```

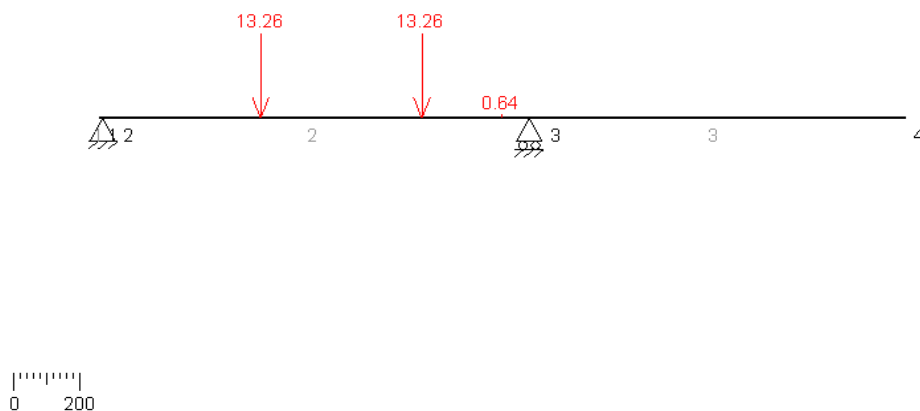


### TÍTULO Viga marco modelo 1

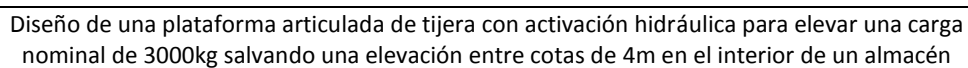
Acontinuación, se muestra el diagrama de sólido libre de la viga marco, con las cargas actuantes y los apoyos.

Viga isostática (estado 1)

MEFI



En este diagrama se muestran el sentido de las reacciones en los apoyos, ambas ascendente: en el apoyo 2 con valor 11,7 kN; y en el 3 de valor 15,4 kN. Los momentos en los apoyos son nulos porque no están empotrados. Realiando un sumatorio de fuerzas y reacciones en sentido vertical se determina que está en equilibrio la viga.



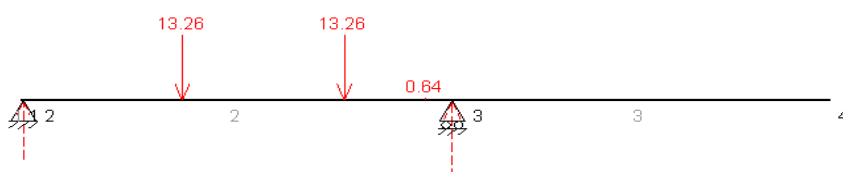
Nº	Nº
hoja	hojas

### Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

pun	reaX	reaY	momZ
1			
2	0,0	1,17e+01	
3		1,54e+01	
4			

Viga marco modelo 1 (estado 1)

MEFI



estado 1

	pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ
1	0.0000e+00	4.0151e-06	-4.0151e-04				
2	0.0000e+00	0.0000e+00	-4.0151e-04	0.0000e+00	1.1726e+01		
3	0.0000e+00	0.0000e+00	4.2458e-04			1.5434e+01	
4	0.0000e+00	4.8958e-04	4.2458e-04				

lín	punl	punFin	axilni	axiFin	axiMáx	xAxiMáx	xAxiNul
			corl	corFin	corMáx	xCorMáx	xCorNul
			flel	fleFin	fleMáx	xFleMáx	xFleNul
			desl	desFin	desMáx	xDesMáx	
1	1	2	0.0000e+00	0.0000e+00			
			0.0000e+00	0.0000e+00			
			0.0000e+00	0.0000e+00			
			4.0151e-06	0.0000e+00			
2	2	3	0.0000e+00	0.0000e+00			
			1.1726e+01	-1.5434e+01			4.8400e-01
			0.0000e+00	0.0000e+00	5.6756e+00		4.8400e-01
			0.0000e+00	0.0000e+00	-1.7047e-04		6.5345e-01
3	3	4	0.0000e+00	0.0000e+00			
			0.0000e+00	0.0000e+00			





Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

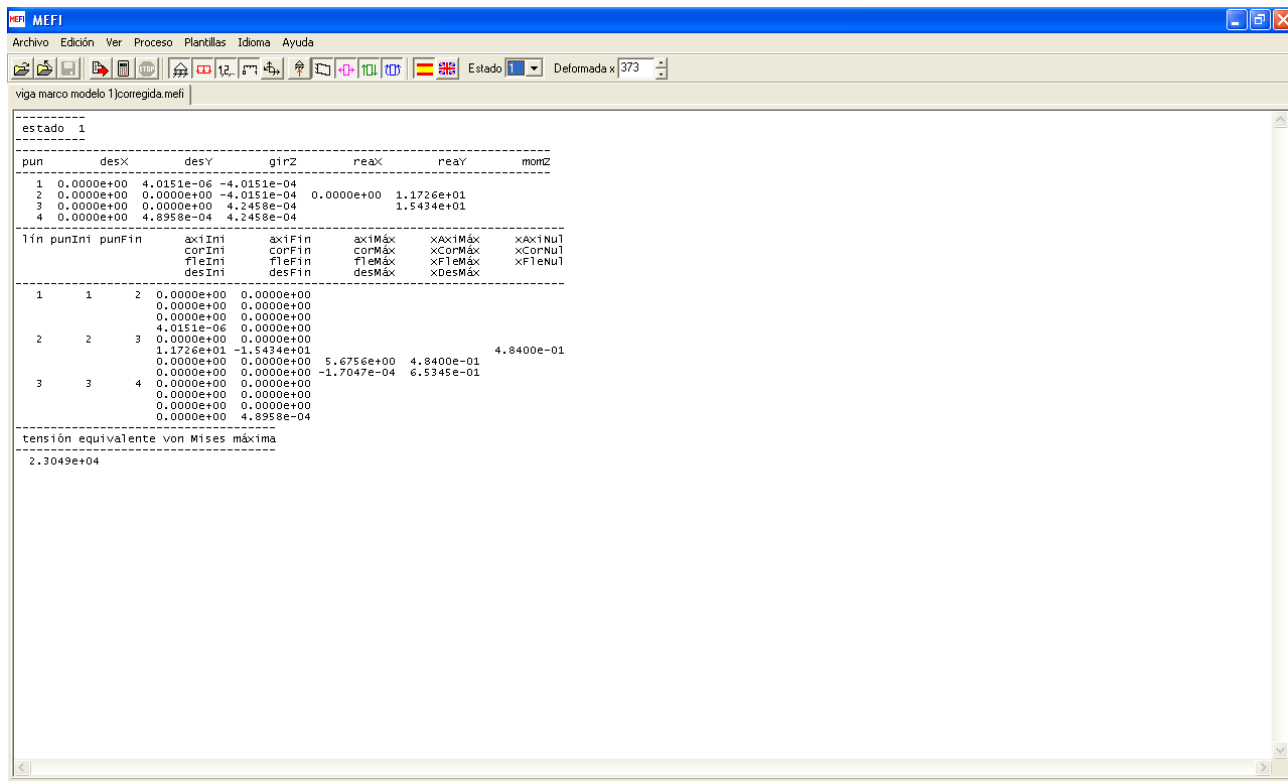
### Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

Nº hoja	Nº hojas
4	19

0.0000e+00 0.0000e+00  
0.0000e+00 4.8958e-04

tensión equivalente von Mises máxima

2.3049e+04



#### [2] Viga marco modelo 2)

Los valores siguientes son los introducidos en el programa para la realización de los cálculos, hacen referencia a: distancias, cargas y propiedades del material. Todos expresados en unidades de fuerza "kN" y de distancia "mm".

#### TÍTULO Viga marco modelo 2)

##### PUNTOS

\$ pun X Y  
1 0.0 0.0  
2 0.01 0.0  
3 1.3169 0.0  
4 2.47 0.0

##### LÍNEAS

\$ lín tipo pun  
1 POL 1 2  
2 POL 2 3  
3 POL 3 4

##### MATERIALES

\$ mat pro  
1 YOU 210.0e6



## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

### PROPIEDADES

\$ pro áre ine

1 3.34e-4 2.772e-05

### ELEMENTOS\_LÍNEAS

\$ lín tipo mat pro

TOD RÍG 1 IPE220

### DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est DX DY GZ

2 1 0.0 0.0 LIB

3 1 LIB 0.0 LIB

### CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est FX FY MZ

4 1 0.0 0.0 0.0

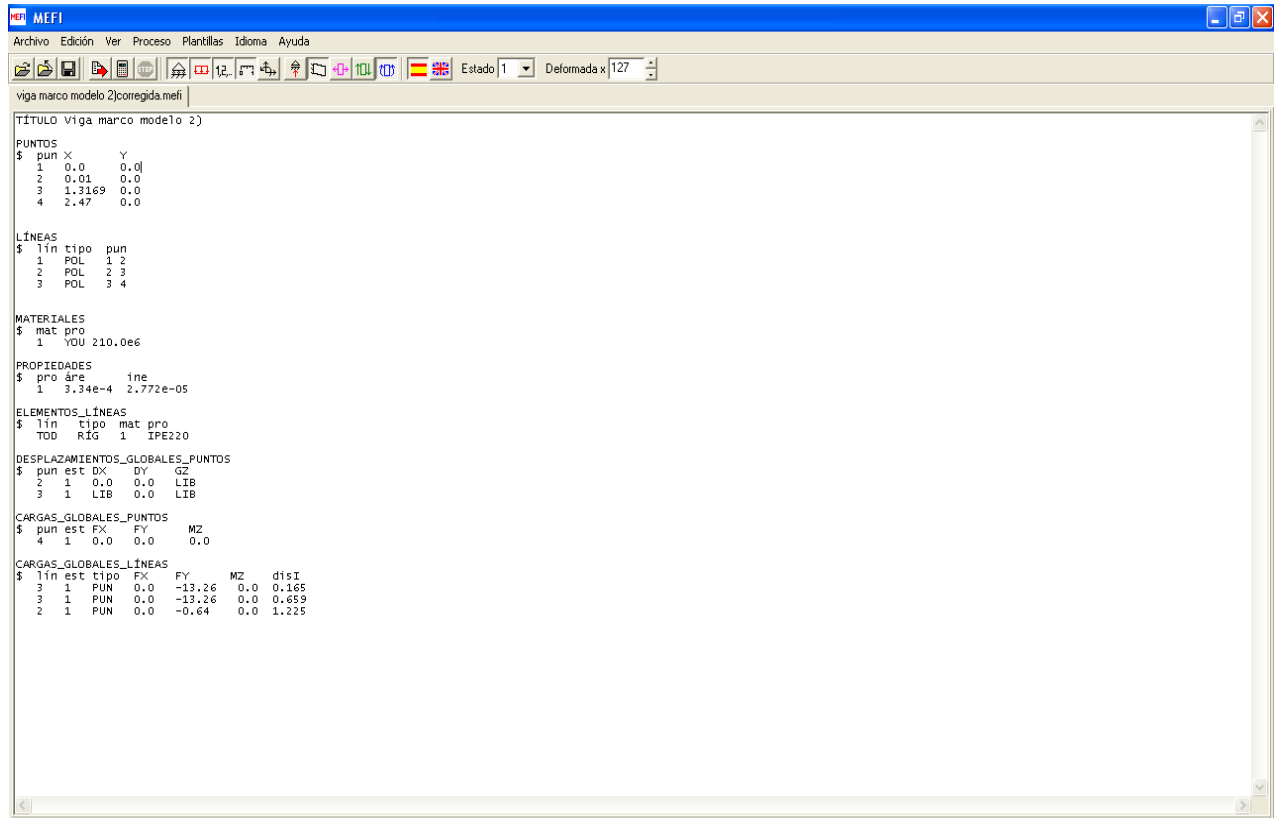
### CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín est tipo FX FY MZ disl

3 1 PUN 0.0 -13.26 0.0 0.165

3 1 PUN 0.0 -13.26 0.0 0.659

2 1 PUN 0.0 -0.64 0.0 1.225



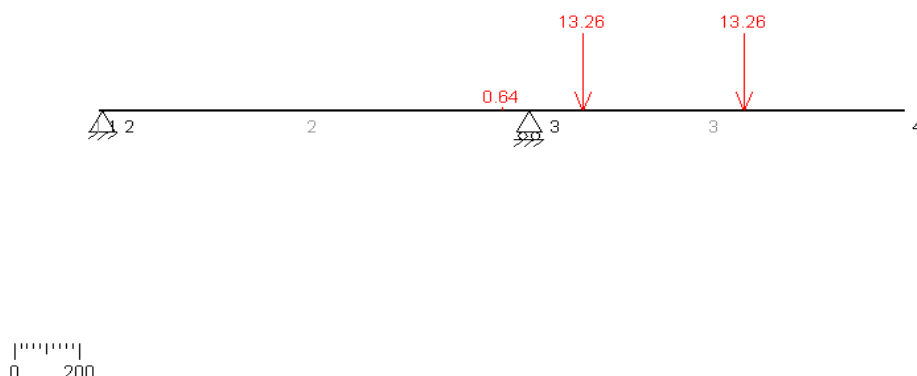


## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

En el diagrama de sólido libre siguiente, se muestra como se posicionan las fuerzas sobre la viga marco. Se observa que están colocados sobre el voladizo, desde la mitad del voladizo hasta el apoyo 3; con excepción de la carga propia del peso de la viga.

Viga marco modelo 2) (estado 1)

MEFI



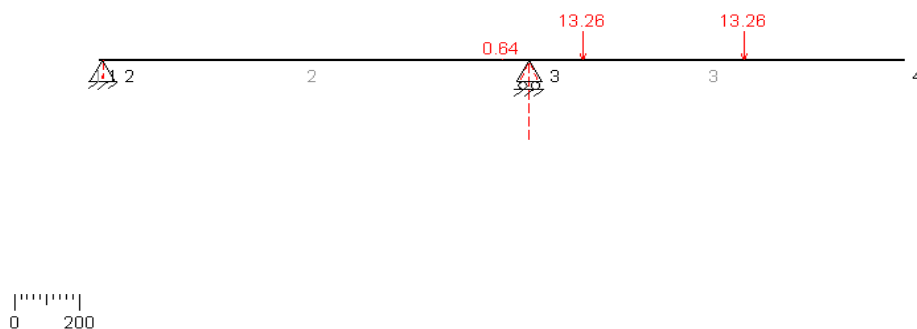
Con esta composición las reacciones son de diferente manitud que en el modelo 1) aunque las fuerzas aplicadas sean las mismas, sobre la misma viga. Los sentidos de las reacciones son diferentes en cada apoyo, en el apoyo 1 - es de menor magnitud que en el caso anterior- tiene sentido descendente.

Pun	reaX	reaY	momZ
1			
2	0,0	-8,32	
3		3,55e+01	
4			

Realizando un sumatorio de fuerzas verticales, se puede comprobar fácilmente que se encuentra en equilibrio la viga frente a los esfuerzos por cortante.

Viga marco modelo 2) (estado 1)

MEFI





Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

### Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

Nº hoja	Nº hojas
7	19

estado 1

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ
-----	------	------	------	------	------	------

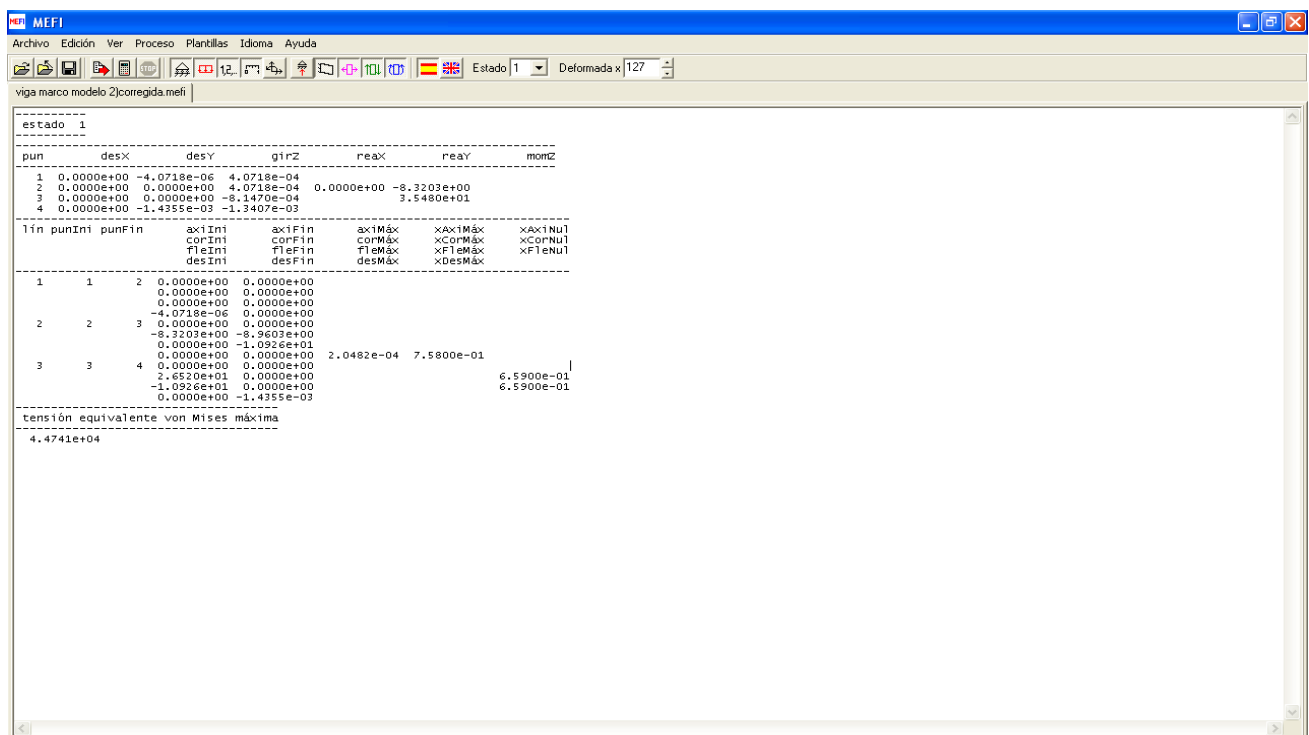
1	0.0000e+00	-4.0718e-06	4.0718e-04			
2	0.0000e+00	0.0000e+00	4.0718e-04	0.0000e+00	-8.3203e+00	
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-8.1470e-04		3.5480e+01	
4	0.0000e+00	-1.4355e-03	-1.3407e-03			

lín	punIni	punFin	axiIni	axiFin	axiMáx	xAxiMáx	xAxiNul
	corIni	corFin	corMáx	xCorMáx	xCorNul		
	fleIni	fleFin	fleMáx	xFleMáx	xFleNul		
	desIni	desFin	desMáx	xDesMáx			

1	1	2	0.0000e+00	0.0000e+00			
			0.0000e+00	0.0000e+00			
			0.0000e+00	0.0000e+00			
			-4.0718e-06	0.0000e+00			
2	2	3	0.0000e+00	0.0000e+00			
			-8.3203e+00	-8.9603e+00			
			0.0000e+00	-1.0926e+01			
			0.0000e+00	0.0000e+00	2.0482e-04	7.5800e-01	
3	3	4	0.0000e+00	0.0000e+00			
			2.6520e+01	0.0000e+00		6.5900e-01	
			-1.0926e+01	0.0000e+00		6.5900e-01	
			0.0000e+00	-1.4355e-03			

tensión equivalente von Mises máxima

4.4741e+04





## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

### [3] Viga marco modelo 3)

Las unidades utilizadas en la redacción del código de entrada del programa de cálculo son de kN y m, igual que en casos anterior.

#### TÍTULO Viga marco modelo 3)

##### PUNTOS

\$ pun	X	Y
1	0.0	0.0
2	0.010	0.0
3	1.3169	0.0
4	2.47	0.0

##### LÍNEAS

\$ lín	tipo	pun
1	POL	1 2
2	POL	2 3
3	POL	3 4

##### MATERIALES

\$ mat	pro
1	YOU 210.0e6

##### PROPIEDADES

\$ pro	áre	ine
1	3.34e-04	2.772e-05

##### ELEMENTOS\_LÍNEAS

\$ lín	tipo	mat	pro
TOD	RÍG	1	IPE220

##### DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

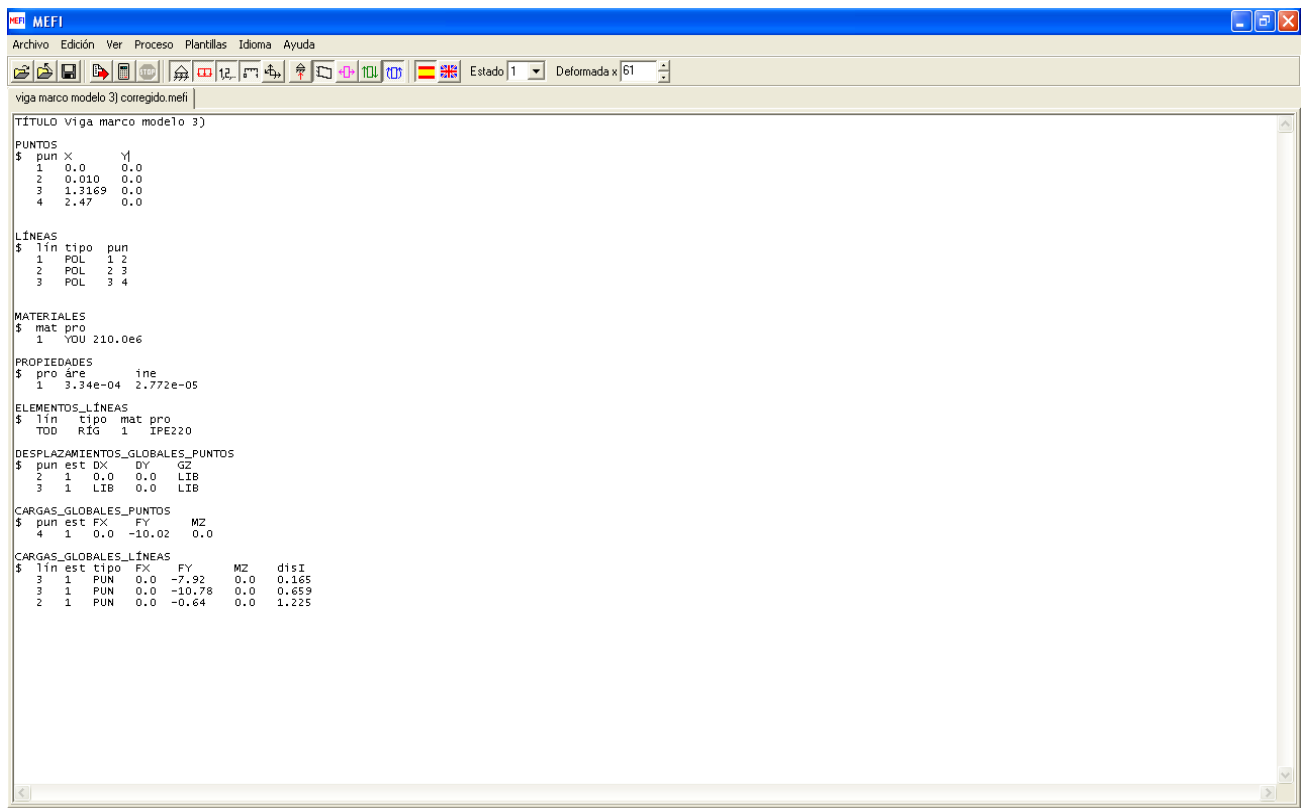
\$ pun	est	DX	DY	GZ
2	1	0.0	0.0	LIB
3	1	LIB	0.0	LIB

##### CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun	est	FX	FY	MZ
4	1	0.0	-10.02	0.0

##### CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín	est	tipo	FX	FY	MZ	disl
3	1	PUN	0.0	-7.92	0.0	0.165
3	1	PUN	0.0	-10.78	0.0	0.659
2	1	PUN	0.0	-0.64	0.0	1.225



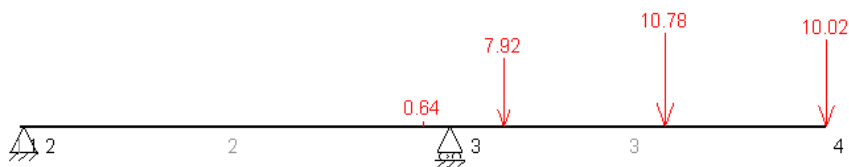
El modelo de sólido rígido representado a continuación, recoge la combinación de cargas antes expuestas. El valor de 10,02 kN es el producido por el modelo a), es la reacción en los extremos de una “Viga simplemente apoyada” cuando soporta una “

Carga uniforme”.

Las otras dos fuerzas 10,78 kN y 7,92 kN, son las reacciones corresponde al modelo d), para cargas actuantes sobre las vigas de parrilla transversales posicionadas entre vigas longitudinales (consecutivas a la del extremo).

Viga marco modelo 3) (estado 1)

MEFI



0 200



Las reacciones de los apoyos en este caso son de orden mayor que las del modelo anterior –por estar más distantes las fuerzas aplicadas, de los apoyos-, aunque siguen teniendo diferentes sentidos para cada apoyo.

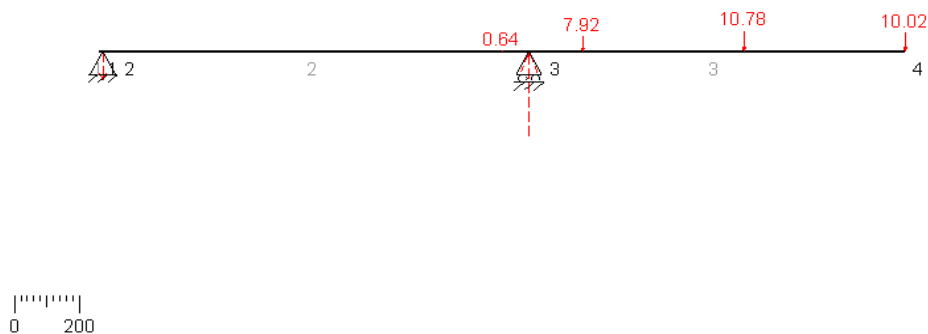
pun	reaX	reaY	momZ
-----	------	------	------

1			
2		-1.52e+01	
3		4.46e+01	
4			

Igualmente, realizando un sumatorio de fuerzas verticales se comprueba el equilibrio del sólido libre.

Viga marco modelo 3) (estado 1)

MEFI

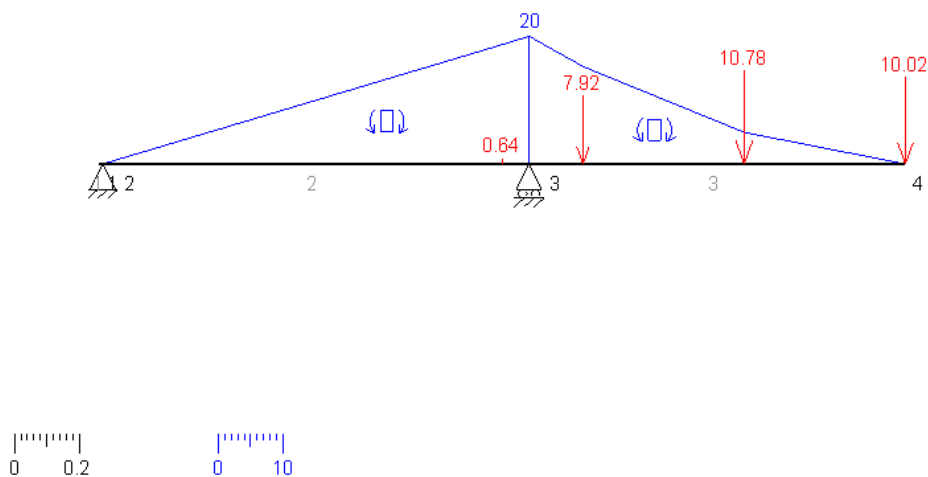


El momento flector máximo es mayor que en los modelos anteriores, por estar las cargas posicionadas más al extremo del voladizo. La comprobación del momento máximo es igual que en el caso anterior  $M_{\text{máx}} = R_2 \cdot L_{2-3} = 15,2 \cdot 1,3169 = 20,02 \text{ kN m}$ .

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Momentos flectores

MEFI





### Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

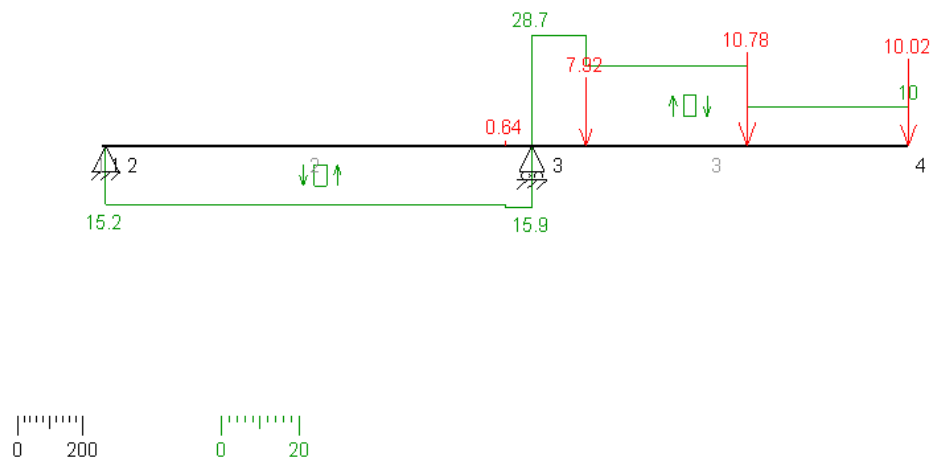
Sucede como en el caso anterior, en el nudo 3 es cero el esfuerzo flector; y máximo junto a él por su lado derecho, con un valor de 28,7 kN.

En este caso hay esfuerzo cortante sobre todo el voladizo.

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI

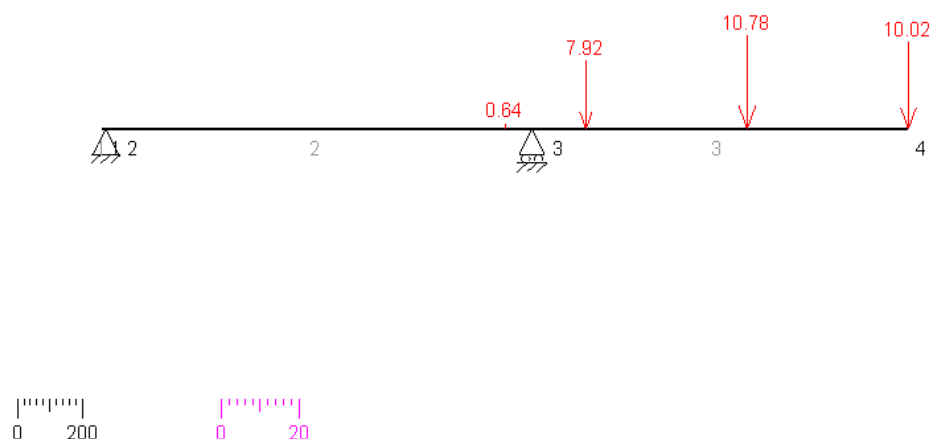


Sigue sin haber esfuerzo axil, por no existir cargas horizontales sobre la viga.

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos axiales

MEFI



Es interesante la comparación de los desplazamientos y giros con los obtenidos en los casos anteriores. El desplazamiento vertical del voladizo en el punto 4 es menor en este caso que en el anterior. Tiene una magnitud de 0,00299 m, es decir, 2,99 mm en sentido descendente; frente al caso anterior con magnitud 0,00144 m, (1,44 mm). Respecto al modelo 1) el desplazamiento es de orden de magnitud menor.

Las variaciones de los desplazamientos son consecuencias del reparto de las fuerzas sobre la viga.

El giro máximo en este caso es de 0,00306 radianes, en sentido horario, entorno a la mitad que en el caso anterior.





### Modelo 3)

pun	desX	desY	girZ
1	0.0	-7.45e-06	7.45e-04
2	0.0	0.0	7.45e-04
3	0.0	0.0	-1.49e-03
4	0.0	-2.99e-03	-3.06e-03

### Modelo 2)

pun	desX	desY	girZ
1	0,0	-4,07e-06	4,07e-04
2	0,0	0,0	4,07e-04
3	0,0	0,0	-8,14e-03
4	0,0	-1,44-03	-1,34e-03

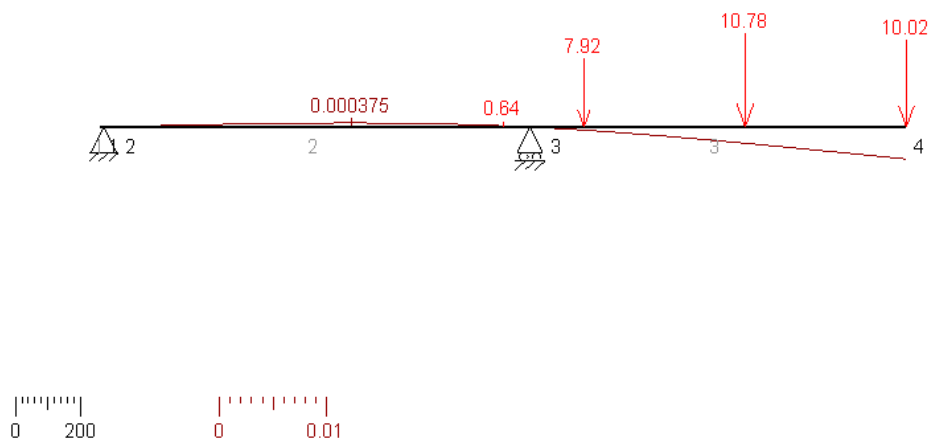
### Modelo 1)

pun	desX	desY	girZ
1	0,0	4,01e-06	-4,01e-04
2	0,0	0,0	-4,01e-04
3	0,0	0,0	4,24e-04
4	0,0	4,89e-04	4,24e-04

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Deformada x 32767

MEFI



Las combinaciones de las fuerzas, en el diagrama siguiente, son similares al modelo anterior. En el punto 3 sólo actúa el momento flector máximo, mientras que un poco más a la derecha se combina el momento flector, cercano al valor máximo, y el cortante máximo.

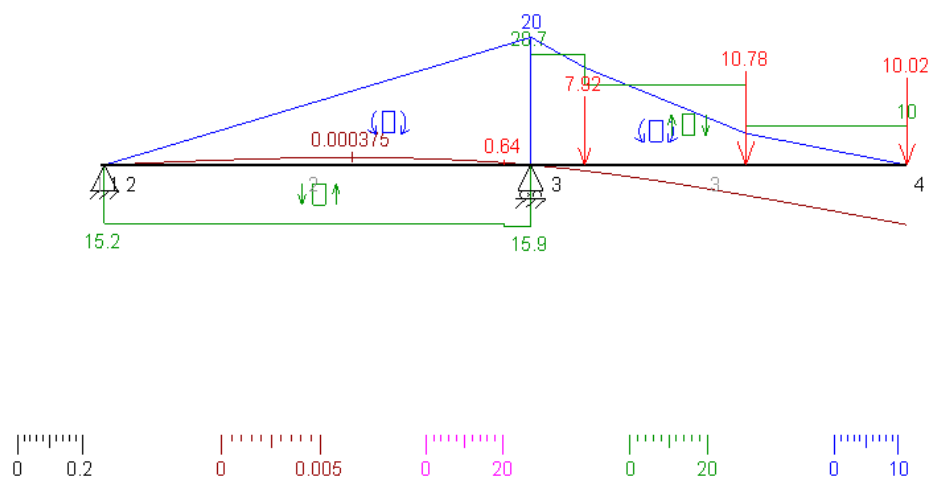


## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

Viga marco modelo 3) (estado 1)

Esfuerzos axiales y cortantes, y momentos flectores (deformada x 61)

MEFI



estado 1

pun	desX	desY	girZ	reaX	reaY	momZ
-----	------	------	------	------	------	------

1	0.0000e+00	-7.4563e-06	7.4563e-04			
2	0.0000e+00	0.0000e+00	7.4563e-04	0.0000e+00	-1.5236e+01	
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.4916e-03		4.4596e+01	
4	0.0000e+00	-2.9963e-03	-3.0577e-03			

lín	punIni	punFin	axiIni	axiFin	axiMáx	xAxMáx
			corIni	corFin	corMáx	xCorMáx
			fleIni	fleFin	fleMáx	xFleMáx
			desIni	desFin	desMáx	xDesMáx

1	1	2	0.0000e+00	0.0000e+00		
			0.0000e+00	0.0000e+00		
			0.0000e+00	0.0000e+00		
			-7.4563e-06	0.0000e+00		
2	2	3	0.0000e+00	0.0000e+00		
			-1.5236e+01	-1.5876e+01		
			0.0000e+00	-1.9965e+01		
			0.0000e+00	0.0000e+00	3.7506e-04	7.5800e-01
3	3	4	0.0000e+00	0.0000e+00		
			2.8720e+01	1.0020e+01		
			-1.9965e+01	0.0000e+00		
			0.0000e+00	-2.9963e-03		

tensión equivalente von Mises máxima

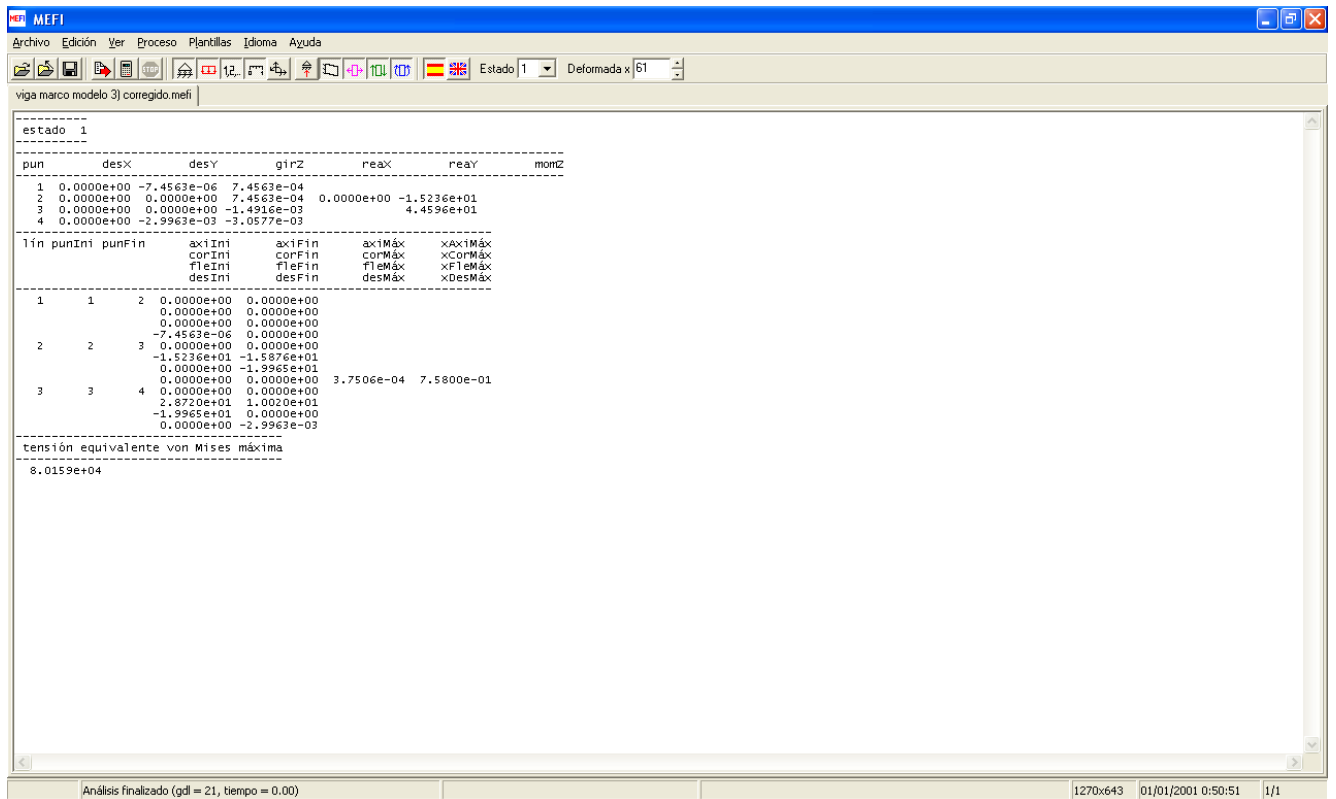
8.0159e+04



Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén

## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

Nº hoja	Nº hojas
14	19





## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

### Barras de sustentación del montacargas industrial [4]

En el programa informático de cálculo de estructuras, en principio no importa que la viga se tome como “isostática” o “hiperestática”. Pero son importantes las diferencias entre ambas, para “estructuras isostáticas:

- El valor de los esfuerzos en estas estructuras es independiente de las propiedades estáticas elásticas de los elementos que la forma, y
- Se obtienen esfuerzos, deformaciones y desplazamientos aplicando, de forma independiente y sucesiva, las tres relaciones fundamentales.

Mientras que en estructuras hiperestáticas: en este tipo de estructuras, los valores de los esfuerzos y las reacciones dependen de las propiedades estáticas de las secciones de las barras y de las propiedades elásticas de los materiales. Debido a esto, se deben considerar de forma conjunta las tres relaciones fundamentales para abordar el problema.”

TÍTULO Barra de sustentación BEHF

PUNTOS

\$ pun X	Y
1 0.0	0.0
2 -1.31	2.07

LÍNEAS

\$ lín tipo	pun
1 POL	1 2

MATERIALES

\$ mat pro
1 YOU 210

ELEMENTOS\_LÍNEAS

\$ lín tipo	mat pro
TOD RÍG	1 1

DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est	DX	DY	GZ
1 1	0.0	0.0	LIB
2 1	0.0	0.0	LIB

CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

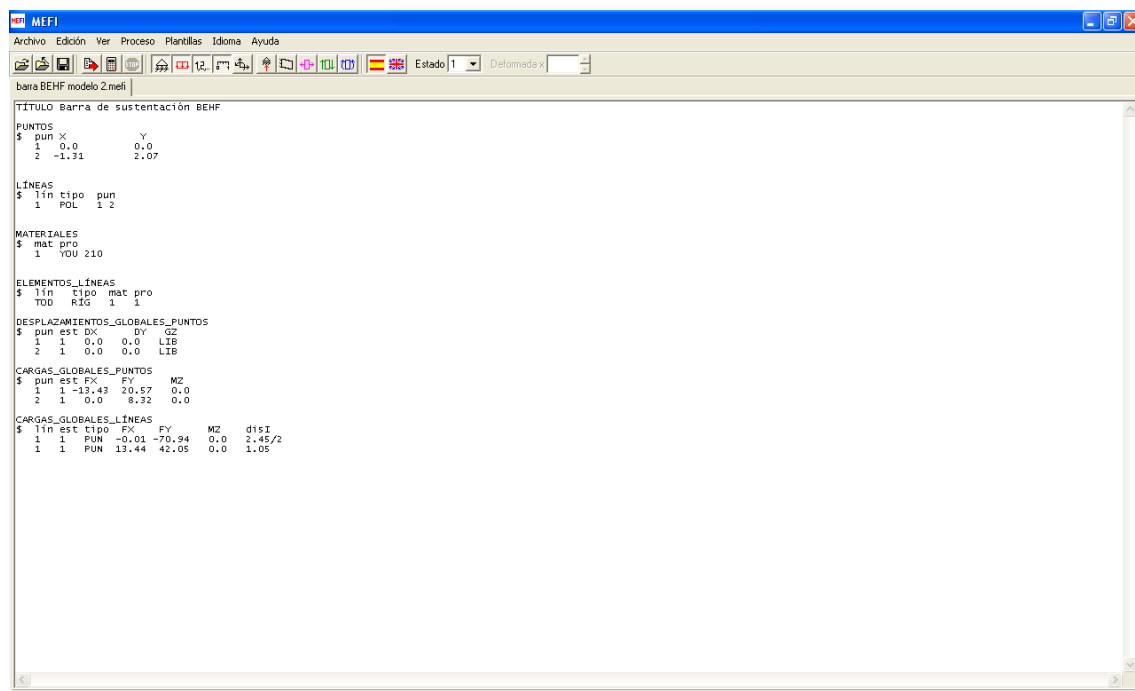
\$ pun est	FX	FY	MZ
1 1	-13.43	20.57	0.0
2 1	0.0	8.32	0.0

CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín est tipo	FX	FY	MZ	disl
1 1 PUN	-0.01	-70.94	0.0	2.45/2
1 1 PUN	13.44	42.05	0.0	1.05



## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados



### TÍTULO Barra de sustentación FGWC

#### PUNTOS

```
$ pun X      Y
1  0.0      0.0
2  1.31     2.07
```

#### LÍNEAS

```
$ lín tipo pun
1  POL  1 2
```

#### MATERIALES

```
$ mat pro
1  YOU 210
```

#### PROPIEDADES

```
$ pro áre ine
1  1.0 8000.0e-8
```

#### ELEMENTOS\_LÍNEAS

```
$ lín tipo mat pro
TOD RÍG 1 1
```

#### DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

```
$ pun est DX  DY   GZ
1  1  0.0  0.0   LIB
2  1  0.0  0.0   LIB
```

#### CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

```
$ pun est FX  FY  MZ
1  1  0.0 -8.32  0.0
2  1 13.43 -20.57 0.0
```



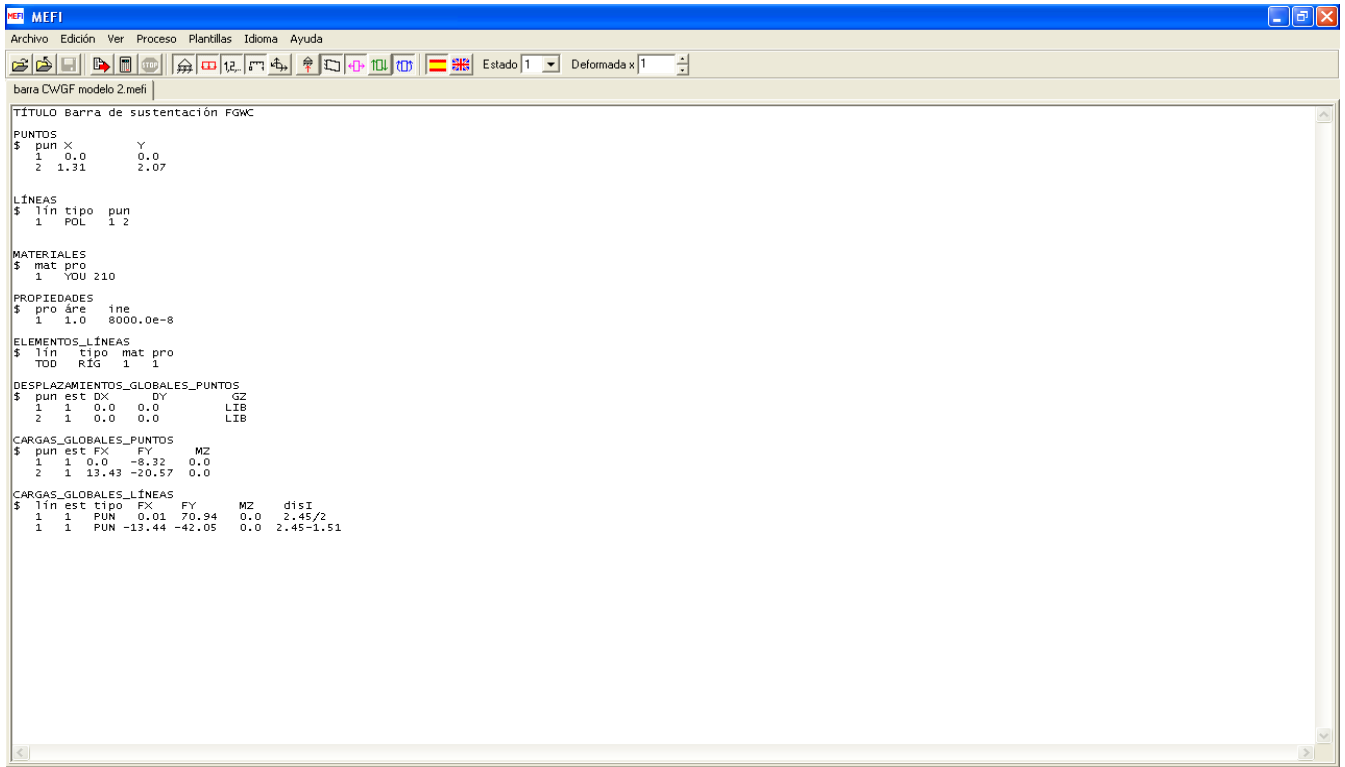
## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

### CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín est tipo FX FY MZ disl

1 1 PUN 0.01 70.94 0.0 2.45/2

1 1 PUN -13.44 -42.05 0.0 2.45-1.51



### TÍTULO Barra de sustentación IGD

#### PUNTOS

\$ pun X Y

1 0.0 0.0

2 -1.31 2.07

#### LÍNEAS

\$ lín tipo pun

1 POL 1 2

#### MATERIALES

\$ mat pro

1 YOU 210

#### ELEMENTOS\_LÍNEAS

\$ lín tipo mat pro

TOD RIG 1 1

#### DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est DX DY GZ

1 1 LIB 0.0 LIB

2 1 0.0 0.0 LIB



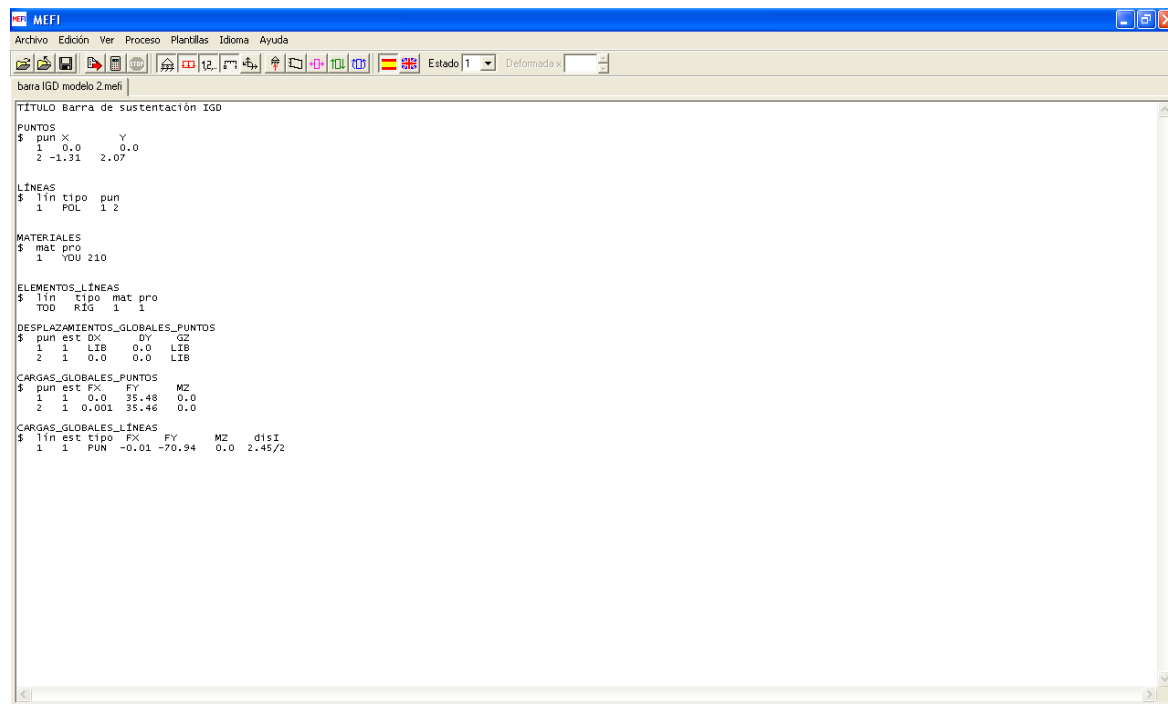
### Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

#### CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

```
$ pun est FX FY MZ
1 1 0.0 35.48 0.0
2 1 0.001 35.46 0.0
```

#### CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

```
$ lín est tipo FX FY MZ disl
1 1 PUN -0.01 -70.94 0.0 2.45/2
```



#### TÍTULO Barra de sustentación AEI

##### PUNTOS

```
$ pun X Y
1 0.0 0.0
2 1.31 2.07
```

##### LÍNEAS

```
$ lín tipo pun
1 POL 1 2
```

##### MATERIALES

```
$ mat pro
1 YOU 210
```

##### ELEMENTOS\_LÍNEAS

```
$ lín tipo mat pro
TOD RÍG 1 1
```



## Anejo Número 3: Programas Informáticos Utilizados

### DESPLAZAMIENTOS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est DX DY GZ

1 1 0.0 0.0 LIB

2 1 LIB 0.0 LIB

### CARGAS\_GLOBALES\_PUNTOS

\$ pun est FX FY MZ

1 1 -0.01 -35.46 0.0

2 1 0.0 -35.48 0.0

### CARGAS\_GLOBALES\_LÍNEAS

\$ lín est tipo FX FY MZ disl

1 1 PUN 0.01 70.94 0.0 2.45/2

